

BOMBAS / CENTRÍFUGAS

Biblioteca
del
Instalador



E. CARNICER ROYO
C. MAINAR HASTA

**ENRIQUE CARNICER ROYO
CONCEPCIÓN MAINAR HASTA**

BOMBAS CENTRÍFUGAS

SEGUNDA EDICIÓN

THOMSON
—★—TM
PARANINFO

Australia • Canadá • México • Singapur • España • Reino Unido • Estados Unidos



Bombas centrífugas

© Enrique Carnicer Rojo y Concepción Mainar Hasta

Gerente Editorial Área Técnico-Vocacional:
Olga M^a Vicente Crespo

Editoras de Producción:
Clara M^a de la Fuente Rojo
Consuelo García Asensio

Producción Industrial:
Susana Pavón Sánchez

Diseño de cubierta:
Rosa Garrido

Preimpresión:
Artes Gráficas Cuesta,
S.A.

Impresión:
CLM.
Eduardo Marconi, 3.
Políg. Ind. Codeín.
Fuenlabrada (Madrid)

COPYRIGHT © 1996 International
Thomson Editores Spain
Paraninfo, S.A.
2ª edición, 2ª reimpresión, 2004

Magallanes, 25; 28015 Madrid
ESPAÑA
Teléfono: 91 4463350
Fax: 91 4456218
clientes@paraninfo.es
www.paraninfo.es

Impreso en España
Printed in Spain

ISBN: 84-283-2243-0
Depósito Legal: M-26.577-2004

(051/73/50)

Reservados los derechos para todos los países de lengua española. De conformidad con lo dispuesto en el artículo 270 del Código Penal vigente, podrán ser castigados con penas de multa y privación de libertad quienes reprodujeran o plagiaran, en todo o en parte, una obra literaria, artística o científica fijada en cualquier tipo de soporte sin la preceptiva autorización. Ninguna parte de esta publicación, incluido el diseño de la cubierta, puede ser reproducida, almacenada o transmitida de ninguna forma, ni por ningún medio, sea éste electrónico, químico, mecánico, electro-óptico, grabación, fotocopia o cualquier otro, sin la previa autorización escrita por parte de la Editorial.

Otras delegaciones:

México y Centroamérica
Tel. (525) 281-29-06
Fax (525) 281-26-56
clientes@mail.internet.com.mx
clientes@thomsonlearning.com.mx
México, D.F.

Puerto Rico
Tel. (787) 758-75-80 y 81
Fax (787) 758-75-73
thomson@coqui.net
Hato Rey

Chile
Tel. (562) 531-26-47
Fax (562) 524-46-88
devoregr@netexpress.cl
Santiago

Costa Rica
EDISA
Tel./Fax (506) 235-89-55
edisacr@sol.racsa.co.cr
San José

Colombia
Tel. (571) 340-94-70
Fax (571) 340-94-75
clithomson@andinet.com
Bogotá

Cono Sur
Pasaje Santa Rosa, 5141
C.P. 141 - Ciudad de Buenos Aires
Tel. 4833-3838/3883 - 4831-0764
thomson@thomsonlearning.com.ar
Buenos Aires (Argentina)

República Dominicana
Caribbean Marketing Services
Tel. (809) 533-26-27
Fax (809) 533-18-82
cms@codetel.net.do

Bolivia
Librerías Asociadas, S.R.L.
Tel./Fax (591) 2244-53-09
libras@datacom-bo.net
La Paz

Venezuela
Ediciones Ramville
Tel. (582) 793-20-92 y 782-29-21
Fax (582) 793-66-66
tclibros@attglobal.net
Caracas

El Salvador
The Bookshop, S.A. de C.V.
Tel. (503) 243-70-17
Fax (503) 243-12-90
amorales@sal.gbm.net
San Salvador

Guatemala
Textos, S.A.
Tel. (502) 368-01-48
Fax (502) 368-15-70
textos@infovia.com.gt
Guatemala

Índice de materias

PRÓLOGO	7
1. INTRODUCCIÓN	9
1.1. Conceptos generales	9
2. BOMBAS	19
2.1. Terminología básica	20
2.2. Cálculos principales	23
2.2.1. Ejemplo de cálculo para la altura manométrica	25
2.3. Capacidad de aspiración de una bomba centrífuga	29
2.4. NPSH necesario para una bomba	30
2.4.1. Cavitación	35
2.5. Potencias.....	36
2.6. Curvas características de las bombas	38
2.6.1. Ejemplo del manejo de las curvas.....	39
2.7. Relaciones fundamentales de las bombas centrífugas.....	43
2.8. Cambios en el diámetro del rodete	45
2.9. Campo de funcionamiento	46
2.10. Regulación de caudal en bombas centrífugas	47
2.11. El ruido en las bombas centrífugas	49
2.12. Bombeo de líquidos viscosos	51
3. TUBERÍAS	53
3.1. Golpe de ariete	53
3.2. Nociones de hidráulica	54

INDICE DE MATERIAS

3.3.	Tuberías. Cálculo.....	55
3.3.1.	Caudal	55
3.3.2.	Presión.....	57
3.3.3.	Velocidad de circulación	57
3.3.4.	Tuberías. Ábacos.....	59
3.3.5.	Pérdida de carga en accesorios.....	68
3.3.6.	Símbolos normalizados	69
4.	MOTORES	73
5.	INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO	85
5.1.	Instalación	85
5.2.	Mantenimiento	91
5.3.	Localización de las anomalías.....	92
6.	APARATOS PARA EL CONTROL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS	99
6.1.	Medida de la presión	99
6.2.	Medida del caudal	100
6.3.	Medida de la potencia	100
6.4.	Medición de la velocidad de giro	101
6.5.	Medida de la temperatura.....	101
6.6.	Otros equipos de medida	102
7.	RASGOS CONSTRUCTIVOS	103
7.1.	Normativa europea	107
8.	BANCO DE ENSAYO DE BOMBAS HIDRÁULICAS.....	109
9.	EJEMPLOS DE INSTALACIONES	113

Prólogo

Bajo el título genérico de bombas centrífugas, englobamos el estudio de las bombas, presentándolas con una exposición clara, a fin de que se puedan asimilar fácilmente sus conceptos por la persona que se sienta atraída por el tema y necesite efectuar el cálculo de una bomba centrífuga sin abandonar el rigor formal de la exposición.

Todos los procesos industriales que sostienen nuestra civilización incluyen la transferencia de líquidos desde un nivel de presión o energía estática a otro y, como resultado de ello, las bombas se han convertido en una parte esencial de todos los procesos industriales; es decir, las bombas son una parte integral de todo el desarrollo moderno, tanto económico como social.

En consecuencia, y dado que el tema es sumamente amplio, el contenido del libro se limita a suministrar la información precisa con la que el técnico debe estar familiarizado, incluyendo una introducción al análisis de las bombas, a los tipos, características de funcionamiento y accionamiento de las mismas, así como su mantenimiento e instalación para mejorar la rentabilidad y vida de los equipos.

En cada ocasión se ha procurado ejemplarizar el concepto para muestra de las posibilidades de cálculo en el bien entendido razonamiento que, en la práctica corriente, tanto el técnico como el instalador, deben estar familiarizados con el uso de catálogos e información de los fabricantes de bombas, ya que los problemas que se presentan no pueden resolverse sin tal información.

Éste ha sido nuestro objetivo principal, llegar al usuario. Si se ha conseguido, nos daremos por satisfechos.

LOS AUTORES

1

Introducción

1.1. CONCEPTOS GENERALES

Seguidamente vamos a concretar determinadas unidades, las más empleadas en el tema que desarrollamos en las páginas de este libro.

El Sistema Internacional de Unidades, conocido con las siglas S.I., se considera el más práctico en todos los campos de la ciencia y de la técnica, por este motivo ha sido aceptado universalmente. En la tabla 1.1 se extractan las unidades más habituales.

Las unidades de longitud, superficie y volumen son coincidentes con las unidades del sistema hasta ahora tradicionalmente empleado: el Sistema Técnico. Así, el metro (m), el metro cuadrado (m^2) y el metro cúbico (m^3) tienen la misma validez en ambos sistemas.

A continuación, precisaremos el significado de las palabras de uso corriente en el lenguaje de las bombas hidráulicas.

La **densidad** es la relación de la masa M de sustancia por unidad de volumen V y se expresa en kg/m^3 , tanto en el sistema S.I. como en el sistema Técnico.

La densidad varía con la temperatura y poco con la presión, siendo la densidad del agua de 1 kg/dm^3 (al nivel del mar y a $4\text{ }^\circ\text{C}$).

Peso específico de un líquido o fluido es el cociente entre el peso de dicho cuerpo y su volumen: P/V . El peso específico representa el peso de la unidad de volumen del mismo líquido o fluido.

INTRODUCCIÓN

Tabla 1.1. UNIDADES

Magnitud	Unidad	Símbolo
Longitud	Metro	m
Superficie	Metro cuadrado	m ²
Volumen	Metro cúbico	m ³
Caudal	Metro cúbico por segundo	m ³ /s
Masa	Kilogramo	kg
Tiempo	Segundo	s
Velocidad	Metro por segundo	m/s
Velocidad de giro	Revoluciones por minuto	rpm
Densidad	Kilogramo por metro cúbico	kg/m ³

Para líquidos, la referencia es agua a 4 °C. Dado que la mayor parte de las características de funcionamiento de una bomba se determina con el empleo de agua y se basan en un peso específico de 1,0 kg/dm³, es de importancia extrema conocer el peso específico del líquido a bombear a fin de que puedan aplicarse los factores de corrección apropiados.

No es lo mismo, por tanto, **densidad que peso específico**; son magnitudes diferentes, aunque a veces se expresen con los mismos números.

Se calcula el peso específico de un cuerpo multiplicando su densidad por la gravedad.

Una bomba puede impulsar líquidos de distinto peso específico, por ejemplo: agua, alcohol, gasolina, etc., a una misma altura, afectando tan sólo a la altura manométrica y potencia absorbida que se verán modificadas en relación directa al peso específico.

A continuación vamos a explicar algunos tipos de presiones.

Entenderemos por **presión** la fuerza ejercida en la unidad de superficie por un líquido. Por definición, la presión es el cociente de dividir una fuerza por la superficie que recibe su acción; $P = F/S$. Según el principio de Pascal, si se aplica una presión a la superficie de un fluido, esta presión se transmite íntegramente en todas direcciones.

Es un término que va relativamente ligado a la **altura manométrica**. En el caso de los fluidos, la presión que un fluido ejerce sobre una superficie, viene dada por el producto de la altura manométrica de este fluido por su peso específico.

Existen tres clases diferentes de presión llamadas atmosférica, relativa y absoluta. La interpretación de cada una de ellas se expone en la figura 1.1, dándose a continuación las definiciones de dichas expresiones.

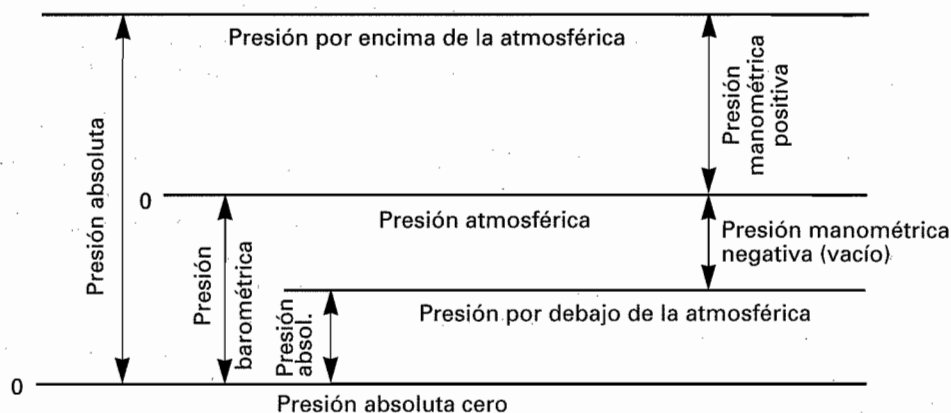


Fig. 1.1. Interpretación de las diferentes presiones.

Presión atmosférica (barométrica). Se representa por P_{atm} , y es la presión que se da en cualquier lugar de la superficie de la tierra como consecuencia del **peso por unidad de superficie ejercida por la atmósfera**. Se toma como valor de la presión atmosférica sobre el nivel del mar $1,033 \text{ kg/cm}^2$ o $10,33$ metros columna de agua. Esto quiere decir que para incrementar la presión 1 kg/cm^2 se precisan 10 metros de columna de agua, despreciando, en la práctica, los decimales.

La tabla 1.2 refleja la presión atmosférica en función de la altitud sobre el nivel del mar.

Tabla 1.2. PRESIÓN ATMOSFÉRICA EN FUNCION DE LA ALTITUD SOBRE EL NIVEL DEL MAR

Altitud sobre el nivel del mar	Presión atmosférica en metros
0	10,33
200	10,080
400	9,830
600	9,580
800	9,340
1.000	9,110
1.200	8,890
1.400	8,670
1.600	8,450
1.800	8,240
2.000	8,040
2.500	7,560
3.000	7,100
3.500	6,680
4.000	6,270

INTRODUCCIÓN

La presión atmosférica varía con la altura sobre el nivel del mar y la climatología local. En consecuencia, cuando una bomba hidráulica se instala en alturas elevadas por encima del nivel del mar debe tenerse en cuenta la disminución de la presión atmosférica.

Se conoce por **presión efectiva o relativa** (P_{rel}) en la práctica corriente, a la diferencia entre una presión determinada y la presión atmosférica. Puede tomar valores positivos cuando es mayor que dicha presión atmosférica o negativos en caso contrario; en el último caso, la presión relativa se denomina **vacío o depresión**. La presión relativa se mide habitualmente en las aplicaciones de las bombas hidráulicas; es decir, la mayor parte de los aparatos de medida de presión lo que indican son valores de dicha presión relativa, siendo el punto 0 de la escala de dicho instrumento el que corresponde a la presión atmosférica.

Las presiones se miden con manómetros, o vacuómetros, si se trata de vacíos o presiones por debajo de la atmosférica existente.

Los manómetros pueden ser de fluidos o mecánicos, siendo éstos los más ampliamente utilizados en las instalaciones de bombeo. **Los manómetros mecánicos normales miden presiones relativas**, ya que la presión actuante sobre el elemento elástico es la diferencia entre la presión a medir y la atmosférica.

Presión absoluta (P_{abs}) es la presión por encima del 0 absoluto (vacío perfecto). En consecuencia representa la **suma de la presión atmosférica más la presión relativa**:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{rel}$$

Para usos normales, la fórmula se simplifica:

$$P_{abs} = 1 + P_{rel}$$

Las **unidades de presión** comúnmente adoptadas son el kg/cm^2 y la atmósfera técnica, llegándose en la práctica habitual a las siguientes identidades consideradas como equivalentes:

$$1 \text{ bar} = 1 \text{ atm (atmósfera)} = 1 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

En el campo industrial también tienen vigencia otras unidades de presión. Por ejemplo:

mm c.d.a.: (milímetros de columna de agua);

m c.d.a.: (metro de columna de agua);

mm. c.d.m.: (milímetro de columna de mercurio).

pudiendo establecerse,

1 mm de c.d.a. = 0,07355 mm de c.d.m;

1 mm de c.d.m. = 13,6 mm de c.d.a.;

1 atmósfera = 10000 mm de c.d.a.;

1 bar $\approx$ 10 m de c.d.a.

Al discutir distintos tipos de presiones, conviene considerar la **presión (o tensión) de vapor**. La presión de vapor de un líquido a determinada temperatura es la presión a la que el líquido se halla en equilibrio con su vapor en un depósito cerrado. A presiones por debajo de esta presión de vapor, a una temperatura dada, el líquido empezará a vaporizarse a causa de la reducción de presión en la superficie (a 15 °C la presión de vapor de agua es 0,0173 kg/cm²; a 100 °C es de 1,033 kg/cm²).

Para las bombas centrífugas es habitual determinar sólo la presión atmosférica y la tensión de vapor como presiones absolutas. Para instalaciones de bombas centrífugas situadas a alturas menores de 500 m sobre el nivel del mar, a la presión atmosférica se le puede dar un valor de 1 bar para cálculos aproximados.

En las bombas, la altura de impulsión suele a veces expresarse en kg/cm², existiendo la relación siguiente:

1 kg/cm² = 10/ γ (metros columna del líquido impulsado), abreviadamente (m.c.l). El factor 10 es el de conversión de bares a metros.

En la tabla 1.3 se recogen los valores correspondientes a la tensión de vapor (T_v) y peso específico del agua (γ) a diferentes temperaturas.

Tabla 1.3. TENSION DEL VAPOR Y PESO ESPECÍFICO DEL AGUA A DIFERENTES TEMPERATURAS

t °C	T _v kg/cm ²	γ kg/dm ³	t °C	T _v kg/cm ²	γ kg/dm ³	t °C	T _v kg/cm ²	γ kg/dm ³	t °C	T _v kg/cm ²	γ kg/dm ³
0	0,0062	0,9998	41	0,0793	0,9917	82	0,5234	0,9705	170	8,076	0,8973
1	0,0067	0,9999	42	0,0836	0,9913	83	0,5447	0,9698	175	9,101	0,8920
2	0,0072	0,9999	43	0,0881	0,9909	84	0,5667	0,9693	180	10,225	0,8869
3	0,0077	1,0000	44	0,0928	0,9905	85	0,5894	0,9687	185	11,456	0,8814
4	0,0083	1,0000	45	0,0977	0,9900	86	0,6129	0,9680	190	12,800	0,8760
5	0,0089	1,0000	46	0,1028	0,9898	87	0,6372	0,9667	195	14,265	0,8703
6	0,0095	0,9999	47	0,1082	0,9893	88	0,6623	0,9667	200	15,857	0,8646
7	0,0102	0,9999	48	0,1138	0,9889	89	0,6882	0,9659	205	17,585	0,8587

INTRODUCCIÓN

**Tabla 1.3. TENSIÓN DEL VAPOR Y PESO ESPECÍFICO DEL AGUA
A DIFERENTES TEMPERATURAS (Continuación)**

t °C	Tv kg/cm ²	γ kg/dm ³	t °C	Tv kg/cm ²	γ kg/dm ³	t °C	Tv kg/cm ²	γ kg/dm ³	t °C	Tv kg/cm ²	γ kg/dm ³
8	0,0109	0,9998	49	0,1197	0,9885	90	0,7149	0,9653	210	19,456	0,8528
9	0,0117	0,9997	50	0,1258	0,9880	91	0,7425	0,9646	215	21,477	0,8465
10	0,0125	0,9996	51	0,1322	0,9876	92	0,7710	0,9640	220	23,659	0,8403
11	0,0134	0,9995	52	0,1388	0,9871	93	0,8004	0,9632	225	26,007	0,8339
12	0,0143	0,9994	53	0,1457	0,9866	94	0,8307	0,9625	230	28,531	0,8272
13	0,0153	0,9993	54	0,1530	0,9861	95	0,8619	0,9619	235	31,239	0,8206
14	0,0163	0,9992	55	0,1605	0,9857	96	0,8942	0,9611	240	34,140	0,8136
15	0,0174	0,9990	56	0,1683	0,9852	97	0,9274	0,9604	245	37,244	0,8064
16	0,0185	0,9989	57	0,1765	0,9847	98	0,9616	0,9596	250	40,56	0,7992
17	0,0297	0,9987	58	0,1850	0,9842	99	0,9969	0,9590	255	44,10	0,7918
18	0,0210	0,9985	59	0,1939	0,9836	100	1,0332	0,9583	260	47,87	0,7840
19	0,0224	0,9984	60	0,2031	0,9831	102	1,1092	0,9568	265	51,88	0,7759
20	0,0238	0,9982	61	0,2127	0,9826	104	1,1898	0,9554	270	56,14	0,7678
21	0,0253	0,9979	62	0,2227	0,9821	106	1,2751	0,9540	275	60,66	0,7593
22	0,0269	0,9977	63	0,2330	0,9816	108	1,3654	0,9525	280	65,46	0,7506
23	0,0286	0,9974	64	0,2438	0,9810	110	1,4609	0,9510	285	70,54	0,7416
24	0,0304	0,9972	65	0,2550	0,9804	112	1,5618	0,9495	290	75,92	0,7323
25	0,0323	0,9970	66	0,2666	0,9800	114	1,6684	0,9479	295	81,60	0,7227
26	0,0343	0,9966	67	0,2787	0,9794	116	1,7809	0,9464	300	87,61	0,7124
27	0,0363	0,9964	68	0,2912	0,9788	118	1,8995	0,9448	305	93,95	0,7017
28	0,0385	0,9961	69	0,3042	0,9782	120	2,0245	0,9431	310	100,64	0,6906
29	0,0408	0,9957	70	0,3177	0,9777	122	2,1561	0,9414	315	107,69	0,6793
30	0,0432	0,9955	71	0,3317	0,9771	124	2,2947	0,9398	320	115,13	0,6671
31	0,0458	0,9952	72	0,3463	0,9765	126	2,4404	0,9381	325	122,95	0,6540
32	0,0485	0,9949	73	0,3613	0,9759	128	2,5935	0,9365	330	131,18	0,6402
33	0,0513	0,9946	74	0,3769	0,9754	130	2,7544	0,9348	335	139,85	0,6257
34	0,0542	0,9942	75	0,3931	0,9748	135	3,192	0,9305	340	148,96	0,6093
35	0,0573	0,9939	76	0,4098	0,9742	140	3,685	0,9260	345	158,54	0,5910
36	0,0606	0,9934	77	0,4272	0,9737	145	4,237	0,9216	350	168,63	0,5724
37	0,0640	0,9932	78	0,4451	0,9730	150	4,854	0,9169	355	179,24	0,5512
38	0,0675	0,9928	79	0,4637	0,9724	155	5,540	0,9121	360	190,42	0,5243
39	0,0713	0,9925	80	0,4829	0,9718	160	6,302	0,9073	365	202,21	0,4926
40	0,0752	0,9921	81	0,5028	0,9711	165	7,146	0,9023	370	214,68	0,4484

Para conocer el manejo de las tablas 1.2 y 1.3, un ejemplo nos aclarará la cuestión.

EJEMPLO

Supongamos que tenemos una bomba que eleva agua caliente a 50 °C, a la altitud de 800 m.

Por la tabla 1.2 obtendremos que, para una altitud de 800 metros, la presión atmosférica (P_{atm}) es de 9,340 metros.

Podemos observar como al instalar la bomba a una altura por encima del nivel del mar hay una disminución de la presión atmosférica.

En la tabla 1.3, buscando la columna de temperaturas, encontraremos que para una temperatura de 50 °C el valor de la tensión de vapor (T_v) es de 0,1258 kg/cm² y el peso específico del agua (γ) es de 0,9880 kg/dm³.

Datos que aplicaremos en las fórmulas correspondientes como se verá en el momento oportuno.

Caudal. El caudal Q es el volumen de líquido suministrado por la bomba, por unidad de tiempo. O bien, es la cantidad de líquido o fluido en general que atraviesa una sección transversal determinada de una conducción, como puede ser la boca de impulsión de una bomba, por unidad de tiempo. Este caudal está casi siempre prefijado de antemano. En caso contrario, se pueden emplear datos estadísticos para determinarlo.

Según las cantidades utilizadas, las unidades empleadas son litros por minuto (l/min), litros por segundo (l/s) y metros cúbicos por hora (m³/h).

En la tabla 1.4 podemos encontrar la equivalencia entre las tres unidades de caudal que son de más frecuente aplicación.

Tabla 1.4. RELACIÓN ENTRE LAS UNIDADES DE CAUDAL

l/s	l/min	m ³ /h	m ³ /h	l/s	l/min
1	60	3,6	1	0,277	16,66
2	120	7,2	2	0,555	33,33
3	180	10,8	3	0,833	50
4	240	14,4	4	1,111	66,66
5	300	18	5	1,388	83,33

INTRODUCCIÓN

Tabla 1.4. RELACIÓN ENTRE LAS UNIDADES DE CAUDAL (Continuación)

l/s	l/min	m³/h	m³/h	l/s	l/min
6	360	21,6	6	1,666	100
7	420	25,2	7	1,944	116,66
8	480	28,8	8	2,222	133,33
9	540	32,4	9	2,5	150
10	600	36	10	2,777	166,66
12	720	43,2	12	3,333	200
14	840	50,4	14	3,888	233,33
16	960	57,6	16	4,444	266,66
18	1.080	64,8	18	5	300
20	1.200	72	20	5,555	333,33
25	1.500	90	25	6,944	416,66
30	1.800	108	30	8,333	500
35	2.100	126	35	9,722	583,33
40	2.400	144	40	11,111	666,66
45	2.700	162	45	12,5	750
50	3.000	180	50	13,888	833,33
55	3.300	198	55	15,277	916,66
60	3.600	216	60	16,666	1.000
65	3.900	234	65	18,055	1.083,33
70	4.200	252	70	19,444	1.166,66
75	4.500	270	75	20,833	1.250
80	4.800	288	80	22,222	1.333,33
85	5.100	306	85	23,611	1.416,66
90	5.400	324	90	25	1.500
95	5.700	342	95	26,388	1.583,33
100	6.000	360	100	27,777	1.666,66
110	6.600	396	110	30,555	1.833,33
120	7.200	432	120	33,333	2.000
130	7.800	468	130	36,111	2.166,66
140	8.400	504	140	38,888	2.333,33
150	9.000	540	150	41,666	2.500
160	9.600	576	160	44,444	2.666,66
170	10.200	612	170	47,222	2.833,33
180	10.800	648	180	50	3.000
190	11.400	684	190	52,777	3.166,66
200	12.000	720	200	55,555	3.333,33
250	15.000	900	250	69,444	4.166,66
300	18.000	1.080	300	83,333	5.000
350	21.000	1.260	350	97,222	5.833,33
400	24.000	1.440	400	111,111	6.666,66
450	27.000	1.620	450	125	7.500
500	30.000	1.800	500	138,888	8.333,33
600	36.000	2.160	600	166,666	10.000
700	42.000	2.520	700	194,444	11.666,66
800	48.000	2.880	800	222,222	13.333,33
900	54.000	3.240	900	250	15.000
1.000	60.000	3.600	1.000	277,777	16.666,66

Por **pérdida de carga** se entiende la parte de altura manométrica que se pierde por el paso del líquido o fluido a través de una conducción, válvula, filtro, etc. Esta parte de la altura manométrica perdida no se recupera, como veremos al estudiar el cálculo de tuberías.

Temperatura. Es la magnitud que indica la sensación de calor de un cuerpo. El calor es la causa a la que se atribuyen las variaciones de temperatura. La temperatura se manifiesta, sencillamente, por el nivel térmico que tienen los cuerpos.

La unidad de temperatura en el S.I. es el grado Kelvin (K) (temperatura absoluta) y en el Técnico es el grado Celsius (°C).

De esta manera:

— Temperatura en °C = temperatura en K -273,15.

— Temperatura en K = temperatura en °C +273,15.
en la práctica corriente se toma la cifra de 273.

Se leen: K Kelvin y °C grados Celsius (no centígrados).

Si la bomba bombea agua caliente y hay dificultades en la aspiración, es posible que tengamos una pérdida en la aspiración y que la sufre la bomba por el agua caliente, debiendo corregir tal anomalía alimentando la bomba con la carga positiva necesaria.

La tabla 1.5 nos aproxima a la influencia que tiene la temperatura en la aspiración de la bomba, observando que a mayor temperatura hay una mayor reducción o pérdida en la aspiración.

Tabla.1.5. INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA EN LA ASPIRACIÓN DE LA BOMBA

Temperatura en °C	Reducción o pérdida de aspiración en metros
10	0,125
15	0,173
20	0,236
25	0,320
30	0,430
35	0,570
40	0,745
45	0,970
50	1,250
55	1,600
60	2,040
65	2,550
70	3,160
72	3,450
74	3,770
76	4,100

INTRODUCCIÓN

Tabla.1.5. INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA EN LA ASPIRACIÓN DE LA BOMBA

Temperatura en grados C	Reducción o pérdida de aspiración en metros
78	4,450
80	4,800
82	5,220
84	5,650
86	6,120
88	6,620
90	7,150
92	7,710
94	8,310
96	8,950
98	9,600
100	10,330

2

Bombas

Por principio, el objeto del bombeo del agua, o de un líquido bombeable, es su transporte de un punto a otro, generalmente desde una cota baja a otra más elevada, venciendo presiones y desniveles, mediante una máquina hidráulica llamada bomba.

En el mercado puede encontrarse una amplia diversidad de bombas siendo los tipos básicos los que relatamos seguidamente, aunque existen muchas variaciones y modificaciones de estos tipos básicos.

Alternativas	{	De pistón De émbolo De diafragma
Rotativas	{	Engranajes Tornillo Paletas Levas Especiales
Centrífugas	{	Radiales Diagonales Axiales

En lo que sigue, trataremos solamente de las bombas centrífugas, sobre todo de tipo radial. Por extensión, se denominan bombas centrífugas a las de flujo semiaxial y

axial, aunque la acción centrífuga es inadecuada para explicar el funcionamiento de tales bombas.

Comparándolas con otros tipos de bombas, las centrífugas pueden funcionar a velocidades relativamente elevadas y, para una presión y caudal dados, son menores y más ligeras. En ellas, el líquido sale con un flujo sin intermitencias.

Las características de funcionamiento de las bombas depende de su tamaño, velocidad y diseño. Hay bombas de tamaño y diseño similar fabricadas por diversas firmas pero tienen algunas diferencias de trazado.

En general, las bombas hidráulicas son máquinas que engendran energía hidráulica por transformación de la energía mecánica que viene del exterior (motor), la cual se añade a la energía cinética y potencial del líquido que pasa a través de ellas. Estas máquinas mueven el líquido como consecuencia de un intercambio de energía por rozamiento. La transferencia de energía se ocasiona por medio del movimiento rotacional del líquido conducido por la parte que asume una función activa de la máquina que se denomina **rodete** que es un impulsor con álabes. El proceso energético ocurre en dos etapas sucesivas; en primer lugar, por efecto del movimiento rotacional, se origina un crecimiento de la energía cinética del líquido, y, en segundo lugar, el **cuerpo de bomba o voluta** recibe el líquido salido del rodete y por su construcción especial transforma la energía cinética en energía de presión (presión), dirigiéndolo al mismo tiempo hacia el exterior por la tubuladura de descarga. El cuerpo de bomba no interviene en la producción de altura.

La figura 2.1 y 2.2 enseña la sección de una bomba centrífuga de aspiración axial e impulsión radial.

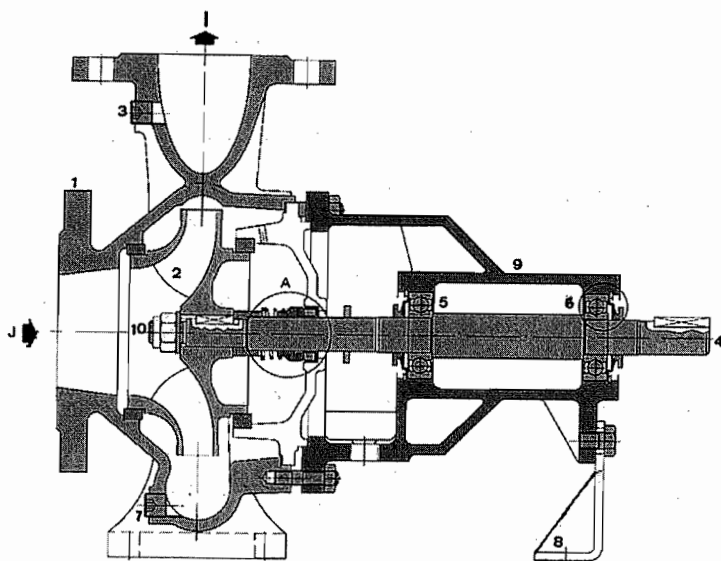
Antes de pasar adelante, daremos algunas definiciones de la terminología básica empleada en el lenguaje profesional de los clientes habituales de bombas y que son de uso corriente en aquellos trabajos en los que se requieren proyectos de instalaciones de bombeo.

2.1. TERMINOLOGÍA BÁSICA

Son los términos técnicos cuya definición resumida se hace a continuación y que se desarrollará ampliamente en el apartado que sigue correspondiente a cálculo.

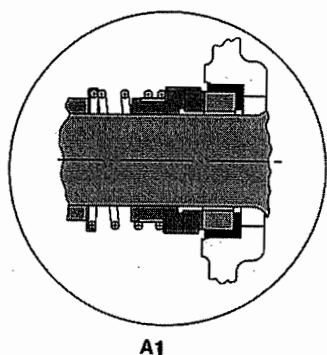
Altura geométrica. Es la altura vertical comprendida entre el nivel del líquido a elevar hasta el punto más alto.

Altura de aspiración. Comprende la distancia desde el nivel del líquido hasta el eje de la bomba.



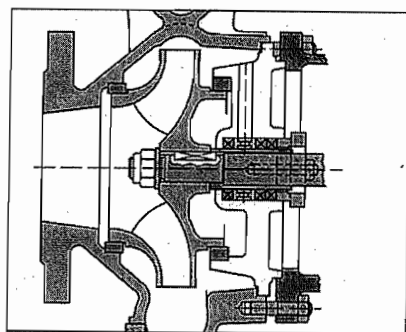
1. Cuerpo de bomba. 2. Rodete o impulsor. 3. Tapón de manómetro. 4. Eje de bomba. 5. Rodamiento lado bomba. 6. Rodamiento lado motor. 7. Tapón vacío-do bomba. 8. Pie de apoyo. 9. Soporte palier. 10. Tuerca sujeción rodete.
Letras: J. Aspiración. I. Impulsión.

Fig.2.1. Sección de una bomba centrífuga de aspiración axial e impulsión radial.



A1

A.1. Cierre mecánico.



A.2. Cierre de empaquetadura trenzada.

Fig.2.2. Descripción del detalle A.

BOMBAS

Altura de impulsión. Se mide desde el eje de la bomba hasta el punto de máxima elevación.

Altura manométrica. Es la suma de la geométrica más las pérdidas de carga.

Pérdida de carga. Son las pérdidas debidas al rozamiento del líquido con las paredes de la tubería, válvulas, codos y, en general, de la tubería y accesorios.

Caudal o capacidad de una bomba es el volumen de líquido elevado por unidad de tiempo. Se expresa en metros cúbicos por hora (m^3/h) o en litros por minuto (l/min).

Curva característica. Una bomba no tiene un único punto de funcionamiento, sino una infinidad de ellos. La curva que une todos los puntos de funcionamiento posibles de una bomba, acoplada a un motor concreto, recibe el nombre de curva característica o curvas de la bomba, siendo los fabricantes los que suministran tal información.

Energía cinética. Las bombas centrífugas están clasificadas como bombas de energía cinética, entendiéndose por energía cinética a la energía que posee un cuerpo que lleva velocidad, o bien, la energía de un cuerpo en movimiento.

NPSH = Altura Neta Positiva de Aspiración (del inglés Net Positive Suction Head) y es la diferencia entre la presión del líquido a bombear referida al eje del impulsor y la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, referida a metros.

Hay que distinguir:

— NPSH disponible o necesario.

— NPSH requerido.

NPSH disponible depende del conjunto de la instalación elegida para la bomba y es una particularidad independiente del tipo de bomba. Este NPSH es, por tanto, calculable.

NPSH requerido es un dato básico peculiar de cada tipo de bomba, variable según modelo, tamaño y condiciones de servicio, que se determina por prueba o cálculo, siendo un **dato a facilitar por el fabricante** el cual lo ha obtenido a través de ensayos.

Para que una bomba funcione correctamente **sin cavitación**, ha de cumplirse que el **NPSH disponible** en la instalación, sea **igual o mayor** que el **NPSH requerido** por la bomba.

Es decir:

$$\text{NPSH disponible} \geq \text{NPSH requerido}$$

El conocimiento del **NPSH disponible** para el instalador es fundamental para la elección adecuada de la bomba.

Cavitación. Ruido que se oye en el interior de la bomba causado por la explosión de las burbujas de vapor cuando la bomba opera con una aspiración excesiva. En general, la cavitación, como ya se ha dicho, indica un NPSH disponible insuficiente.

Número de revoluciones. En las bombas centrífugas la relación de caudal suministrado a la altura de impulsión hace que el rodete tenga una forma determinada. Esta relación se expresa por el número específico de revoluciones («velocidad específica»).

Potencia hidráulica. Es la potencia precisada por la bomba exclusivamente para bombear el líquido.

Potencia absorbida (o potencia al freno). Es la potencia en el eje de la bomba y equivale a la potencia hidráulica más la potencia consumida en compensar los distintos tipos de pérdidas que se ocasionan en la bomba. Por consiguiente, es mayor que la potencia hidráulica.

Potencia absorbida por el motor. Es mayor que la potencia absorbida por la bomba, pues hay que añadirle las pérdidas internas del motor eléctrico.

Rendimiento mecánico o rendimiento de la bomba, equivale al cociente de dividir la potencia hidráulica y la potencia absorbida. Se expresa en porcentajes y es siempre menor que la unidad (o sea, menor que el 100 %).

Velocidad de rotación. Viene impuesta por el motor de accionamiento. Se expresa en revoluciones por minuto (r.p.m.).

2.2. CÁLCULOS PRINCIPALES

Necesariamente debemos llevar a cabo determinados cálculos para encontrar aquella bomba centrífuga que case con la instalación que tenemos en proyecto, dando datos y fórmulas que pueden tener una aplicación práctica.

Altura (H). La expresión altura significa la distancia vertical existente entre una superficie libre de agua y una cota de referencia. En los sistemas de bombeo, el término altura se refiere tanto a una bomba como al conjunto de tuberías. La altura de una bomba es la distancia a la que puede elevar un líquido y se mide en **metros de columna de líquido** bombeado (m.c.l.).

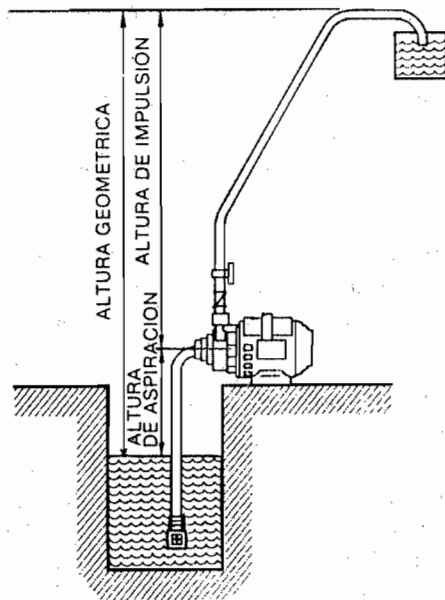


Fig. 2.3. Alturas.

Se deben diferenciar diversas alturas y para su aclaración se incluye la figura 2.3.

Altura geométrica (H_g). Es la altura medida verticalmente desde el nivel del agua o líquido a elevar, hasta el punto más alto de la tubería de impulsión o descarga. Viene dada en metros.

Esta altura se divide en dos: altura de aspiración (H_a) y altura de impulsión (H_i).

O lo que es igual,

$$H_g = H_a + H_i$$

siendo:

Altura de aspiración (H_a). Es la altura entre el nivel del agua o líquido a bombear y el eje de la bomba. En la práctica no puede ser superior a 8 metros.

En el caso especial de bombear agua caliente, gasolina, alcohol, etc., esta altura se debe disminuir según la tensión o presión de vapor del líquido considerado a la temperatura de bombeo.

Altura de impulsión (H_i), también llamada de elevación, es la altura entre el eje de la bomba y el punto más alto a la que va a subir el agua. Se expresa en metros.

Altura manométrica (H_m) o total, representa la suma de la **altura geométrica** más las **pérdidas de carga**, o sea, la presión efectiva que ha de vencer la bomba para elevar el agua o líquido desde su nivel más bajo hasta el punto de elevación más alto. Viene dada en metros columna de agua (m.c.a.).

Pérdidas de carga (P_c) son las fuerzas que se oponen al avance del agua en las tuberías, producidas por rozamiento interno debido a su rugosidad, diámetro, longitud y velocidad con que circula el agua. También influyen los accesorios, como curvas, llaves de paso, etc., además de otros factores, como la temperatura del agua y la altura sobre el nivel del mar, que merman el potencial de la bomba. La pérdida de carga se indica en **metros de elevación**.

Por consiguiente,

$$H_m = H_g + P_c$$

Un ejemplo práctico nos explicará la cuestión.

2.2.1. Ejemplo de cálculo para la altura manométrica

Un sencillo modelo de cálculo, fundamentado en la figura 2.4, reflejará la manera de enfocar el tema, advirtiéndolo que:

- Cuando los orificios de la bomba son inferiores al diámetro de la tubería, es preciso colocar un cono difusor excéntrico en la boca de aspiración de la bomba, y otro cono difusor concéntrico a la salida de la bomba.
- La longitud, tanto del cono difusor excéntrico como concéntrico, tiene que ser siete veces la diferencia de sección o diámetro, entre los orificios interiores de la tubería instalada y los orificios de entrada y salida de la bomba respectivamente.

Datos de la instalación

L_i = Longitud de la impulsión = 215 metros.

L_a = Longitud de aspiración = 7 metros.

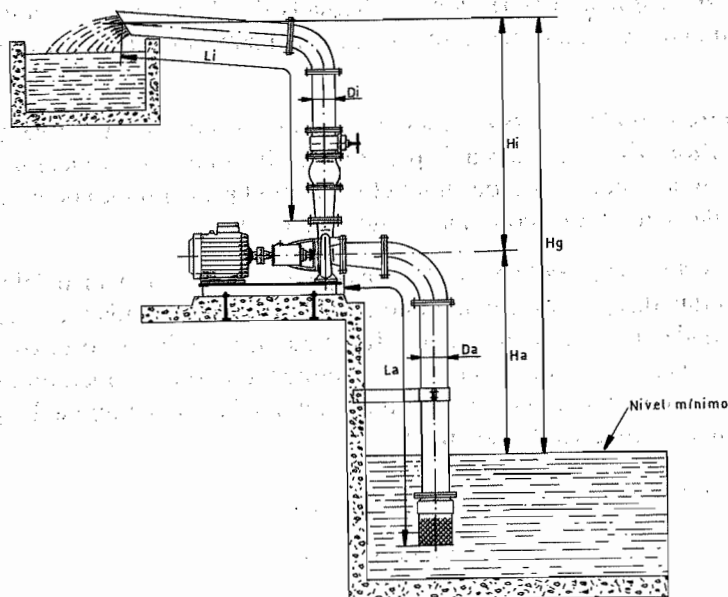


Fig.2.4. Proyecto de instalación.

D_i = Diámetro tubería impulsión = 125 mm Ø.

D_a = Diámetro tubería aspiración = 150 mm Ø.

H_i = Altura de impulsión = 32 metros.

H_a = Altura de aspiración = 5 metros.

Q = Caudal a elevar = 100 m³/h.

Sabemos que,

$$H_g = H_a + H_i \quad (1)$$

y, a su vez,

$$H_m = H_g + P_c \quad (2)$$

por consiguiente, nos bastara encontrar:

— La altura de aspiración (H_a) y su pérdida de carga (P_{ca}), o sea, $H_a + P_{ca}$.

— La altura de impulsión (H_i) y su pérdida de carga (P_{ci}), o sea, $H_i + P_{ci}$

Para que, sustituyendo en las fórmulas 1 y 2, hallar la altura manométrica (H_m) que será:

$$H_m = (H_a + P_{ca}) + (H_i + P_{ci}) + \text{un porcentaje de altura de seguridad} \quad (3)$$

En primer lugar, y puesto que las alturas de aspiración e impulsión las conocemos, indagaremos las pérdidas de carga P_{ca} y P_{ci} .

Tendremos que, habiendo buscado en las tablas correspondientes los metros de tubería recta equivalente para accesorios y la pérdida de carga en tuberías (hierro fundido u otra clase de tubería) por cada 100 metros de longitud, hemos encontrado:

Pérdidas de carga en la aspiración (P_{ca}) para el siguiente material.

— 1 Cono difusor excéntrico	5 m.
— 1 Curva 90° de 150 mm Ø	3 m.
— 1 Válvula de pie de 150 mm Ø	28 m.
— Longitud tubería aspiración	7 m.
Total tubería recta equivalente	43 m.

Las pérdidas de carga para $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ en tubería de hierro fundido de 150 mm Ø es del 2 %, por consiguiente,

$$P_{ca} = \frac{2 \cdot 43}{100} = 0,86 \text{ m}$$

Pérdida de carga en la impulsión (P_{ci}) para el siguiente material:

— 1 Cono difusor concéntrico	5 m.
— 1 Válvula de retención 125 mm Ø	20 m.
— 1 Válvula de compuerta 125 mm Ø	1 m.
— 1 Curva 90° de 125 mm Ø	2,5 m.
— Longitud tubería impulsión	215 m.
Total tubería recta equivalente	243,5 m.

La pérdida de carga para $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ en tubería hierro fundido de 125 mm Ø es de 5,2 %, y, por tanto,

$$P_{ci} = \frac{5,2 \cdot 243,5}{100} = 12,662 \text{ m.}$$

BOMBAS

Así que, sustituyendo valores en la fórmula 3, quedará:

— Altura de aspiración	($H_a + P_{ca} = 5 + 0,86$)	= 5,86 m
— Altura de impulsión	($H_i + P_{ci} = 32 + 12,662$)	= 44,662 m
— Altura de seguridad.....	($\approx 5 \%$)	= 2,478 m.
Altura manométrica total		= 53 m c.d.a.

Una vez conocida la altura manométrica total ha llegado el momento de elegir la bomba. Para ello recurriremos a un catálogo de bombas y buscaremos aquella que sea capaz de elevar un caudal de 100 m³/h a una altura manométrica total de 53 metros, habiendo determinado, previamente, la tensión eléctrica de enganche, es decir, la corriente alterna trifásica que disponemos para que concuerde con la solicitud del motor que accione la bomba.

Notas

- Los datos se basan en tubería de hierro fundido. Para otros materiales habrá que multiplicar las pérdidas de carga por el factor correspondiente.
- El cálculo precedente se refiere al bombeo de agua limpia o ligeramente turbia sin elementos abrasivos, y temperaturas moderadas.
- Es conveniente calcular por separado la altura de aspiración para comprobar que la bomba es capaz de aspirar sin dificultad, ya que **la altura máxima de aspiración de una bomba es de 7 a 8 metros aproximadamente.**
- Por lo general, y aunque los valores teóricos lo permitan, en todo lo referente a la altura de aspiración es aconsejable actuar siempre con un cierto margen de seguridad.
- De igual modo, es oportuno puntualizar que si el nivel del agua sufre oscilaciones, representa un cambio en la altura manométrica y, sobre todo, en la aspiración, con posibilidad de graves alteraciones en el funcionamiento de la bomba.

También podemos aceptar para la **altura total manométrica (Hm)** definida como que es la altura total o presión diferencial (medidas ambas en metros columna líquido) que debe vencer una bomba, la fórmula que responde a:

$$H_m = H_g + P_c + 10 \frac{P_i - P_a}{\gamma}$$

siendo,

H_g = Altura geométrica, en metros.

P_c = Pérdidas de carga, en metros.

γ = Peso específico del líquido bombeado, en kg/litro

$(P_i - P_a) 10/\gamma$ = Diferencia entre las presiones P_i y P_a que gravitan sobre los niveles de impulsión y aspiración, medidas en metros columna líquido.

En la fórmula el valor $P_i - P_a = 0$, o sea, esta diferencia tiene valor cero, cuando ambos niveles se encuentran a la presión atmosférica, es decir, en recipientes o lugares abiertos, y es de signo negativo cuando la presión P_a (presión aspiración) en el depósito de aspiración es superior a la presión P_i (presión impulsión) en el depósito de impulsión.

Para este caso, cuando $P_i - P_a = 0$, la expresión se concreta:

$$H_m = H_g + P_c$$

por consiguiente, sustituyendo los valores de H_g y P_c ya conocidos, llegaremos a la fórmula (3).

Hay que tener presente la influencia del peso específico, pues si la bomba impulsa líquidos de distinto peso específico a una misma altura, afectará a la presión de descarga y potencia absorbida que se verán modificadas en relación directa al peso específico.

2.3. CAPACIDAD DE ASPIRACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

La expresión fundamental que representa el correcto funcionamiento de aspiración de una bomba centrífuga es la siguiente:

$$P_a \cdot \frac{10}{\gamma} \geq \pm H_a + P_{ca} + \frac{v^2}{2g} + h_z + T_v$$

de la que se deduce:

$$P_a \cdot \frac{10}{\gamma} - h_z - T_v \geq \pm H_a + P_{ca} + \frac{v^2}{2g}$$

BOMBAS

representando,

P_a = Presión absoluta sobre el nivel de aspiración del líquido, en kg/cm^2 .

γ = Peso específico del líquido, en kg/litro .

H_a = Altura geométrica, en metros (lleva signo positivo cuando el nivel de aspiración está por debajo del eje de la bomba y negativo cuando está por encima).

P_{ca} = Pérdidas de carga en la aspiración, en metros.

$v^2/2g$ = Altura dinámica correspondiente a la velocidad de entrada del líquido en la bomba, estando expresado v en m/s .

h_z = Presión absoluta mínima necesaria en la zona inmediatamente anterior a los álabes del rodete (depende del tipo de bomba).

T_v = Tensión de vapor correspondiente al líquido, en m.c.l.

Las equivalencias son:

$$T_v (\text{m.c.l.}) = T_v (\text{kg/cm}^2) \cdot 10/\gamma$$

$$T_v (\text{m.c.a.}) = T_v (\text{kg/cm}^2) \cdot 10$$

El valor $\frac{v^2}{2g}$ es conocido también como altura de **velocidad** y es la energía

contenida en el líquido bombeado en cualquier punto del sistema, correspondiendo a:

v = Velocidad del líquido, en m/s .

g = Aceleración de la gravedad (9,81), en m/s^2 .

Haciendo la observación, por otra parte ya conocida, que para alturas por encima del nivel del mar disminuye la presión atmosférica y para temperaturas superiores aumenta la T_v .

El diagrama de la figura 2.5 muestra los valores de altura dinámica $v^2/2g$ en función de Q (m^3/h) y diámetro (mm) aspiración.

2.4. NPSH NECESARIO PARA UNA BOMBA

El NPSH (*Net Positive Suction Head*) es el término empleado en la literatura técnica anglosajona para determinar las características que se deben dar a la aspira-

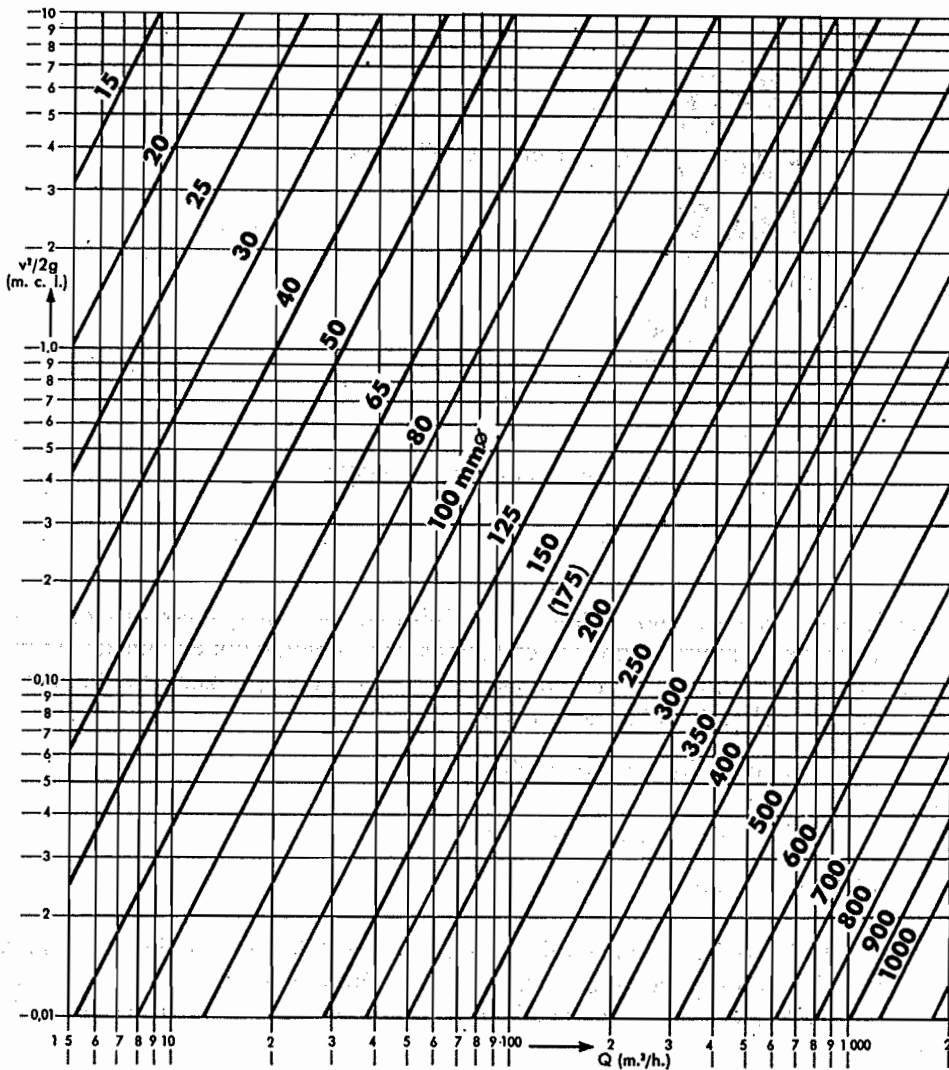


Fig.2.5. Diagrama de valores de altura dinámica $V^2/2g$.

ción de una bomba, y significa en castellano «altura neta positiva de aspiración», siendo la diferencia entre la presión del líquido a bombear referido al eje del impulsor (plano de referencia) y la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, referida a metros.

En las bombas de eje horizontal el plano de referencia se sitúa en el centro del eje (fig. 2.6).

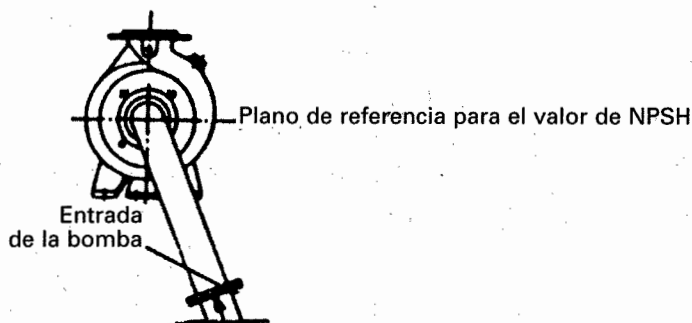


Fig. 2.6. Plano de referencia.

Puede interpretarse como la altura de equilibrio de presión que nos dice cuántos metros debe tener la altura de presión en la línea de aspiración por encima de la presión de vapor del líquido para que no pueda producirse la vaporización del mismo, asegurándose así el perfecto trabajo de la bomba.

Se puede hablar de dos tipos de NPSH:

- NPSH disponible o necesario.
- NPSH requerido.

El **NPSH disponible** es una particularidad de la instalación y se define como la energía que tiene un líquido en la toma de aspiración de la bomba (independientemente del tipo de ésta), por encima de la energía del líquido, debido a su presión de vapor.

El **NPSH requerido** es una característica de la bomba. Se determina por prueba o cálculo y es aquella energía necesaria para llenar la parte de aspiración y vencer las pérdidas por rozamiento y el aumento de velocidad desde la conexión de aspiración de la bomba hasta el punto en que se añade más energía.

El NPSH requerido varía según el diseño de la bomba, tamaño de ésta y condiciones de servicio, siendo un **dato a facilitar por el fabricante de la bomba** que lo determina mediante ensayos llevados a cabo con bombas geométricamente similares que funcionan a velocidad constante y caudal calibrado, pero variando las alturas de aspiración.

El **NPSH disponible** puede calcularse mediante la expresión:

$$\text{NPSH disponible} = \frac{10 \cdot P_a}{\gamma} - H_a - P_{ca} - \frac{10 \cdot T_v}{\gamma}$$

siendo,

P_a = Presión atmosférica o presión en el depósito de aspiración, en kg/cm^2 .

H_a = Altura geométrica de aspiración, en metros.

P_{ca} = Pérdidas de carga en la aspiración, en metros.

T_v = Tensión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, en kg/cm^2 .

γ = Peso específico del líquido, en kg/dm^3 .

Para que una bomba funcione correctamente, sin que aparezca la cavitación, ha de cumplirse la condición de que el **NPSH disponible** en la instalación sea **igual o mayor** que el **NPSH requerido** por la bomba.

Ha de darse:

$$\text{NPSH disponible} \geq \text{NPSH requerido}$$

Como medida preventiva y de seguridad, y para cubrir condiciones transitorias, se recomienda añadir 0,5 metros al valor del NPSH requerido, quedando:

$$\text{NPSH disponible} \geq \text{NPSH requerido} + \text{aproximadamente } 0,5 \text{ m.}$$

Por consiguiente, el conocimiento del NPSH disponible para el instalador es primordial para elegir acertadamente la bomba.

De igual manera, el NPSH disponible puede hallarse teniendo en cuenta si la bomba succiona de un recipiente cerrado o de un recipiente abierto.

En el primer caso, figura 2.7, donde existe una carga estática positiva en el lado de la succión de la bomba, la fórmula del NPSH disponible en metros columna líquido (m.c.l.) es:

$$\text{NPSH} = P_{ab} + H_a - T_v - P_{ca}$$

En el segundo caso, figura 2.8, en donde hay una carga estática negativa en el lado de la succión de la bomba, la fórmula del NPSH disponible en metros columna líquido (m.c.l.) es:

$$\text{NPSH} = P_{ab} - H_a - T_v - P_{ca}$$

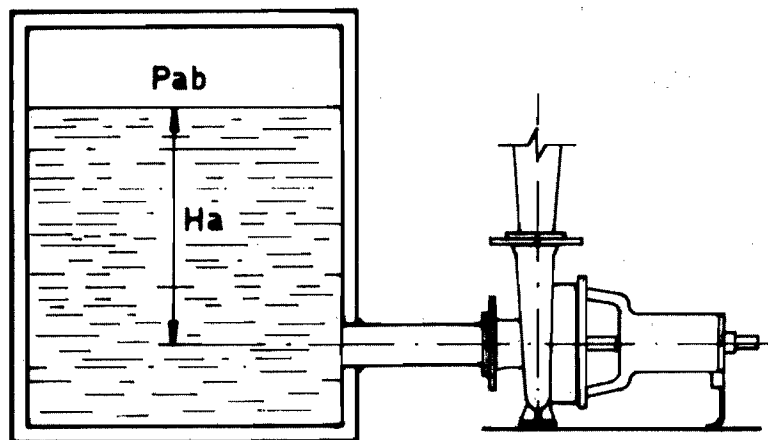


Fig.2.7. Recipiente cerrado.

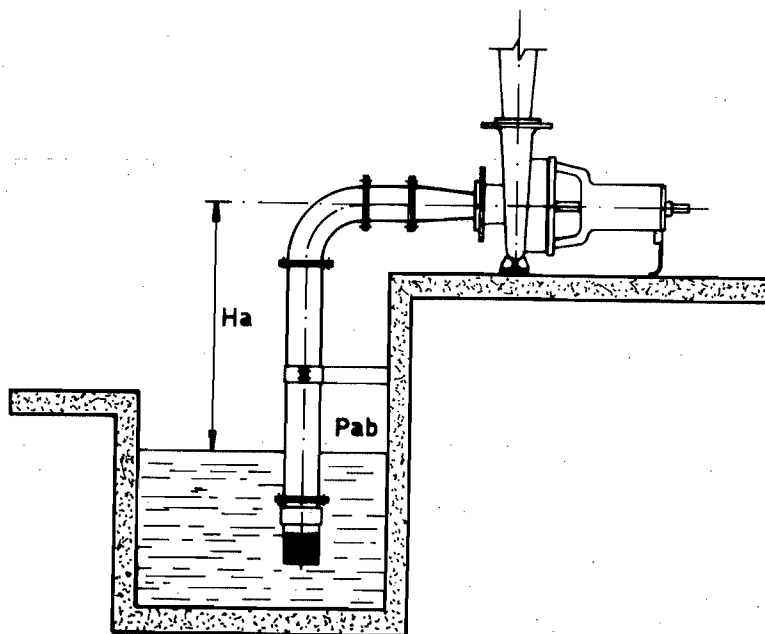


Fig. 2.8. Recipiente abierto.

siendo, para ambas fórmulas:

P_{ab} = Presión absoluta en la superficie del líquido, en metros.

H_a = Distancia vertical entre la superficie del líquido y el «plano de referencia», en metros.

T_v = Tensión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, en metros.

P_{ca} = Pérdidas de carga en tubería de aspiración, en metros.

Hay que resaltar que H_a , la distancia vertical entre la superficie del líquido y el «plano de referencia», es positiva o negativa según esté la superficie del líquido por encima o por debajo del «plano de referencia», lo que se refleja en las fórmulas citadas.

2.4.1. Cavitación

A través de estas páginas ya hemos dejado sobradamente resaltado, dada su importancia, que el NPSH disponible debe ser igual o mayor que el NPSH requerido por la bomba para que la misma tenga un funcionamiento correcto.

Cuando tal condición no se cumple, aparece el riesgo de la **cavitación** cuyos males comunes son picadura en los alabes del impulsor, vibración y ruidos. Cuanto mayor es la bomba mayores son el ruido y la vibración. Una cavitación fuerte viene generalmente acompañada por ruido excesivo y daños en la bomba; una cavitación moderada puede no producir más que una pequeña reducción del caudal, altura y desgaste prematuro de la bomba.

Otro factor primordial de cavitación es una disminución en el rendimiento de la bomba, que se evidencia por un descenso de la capacidad, como se indica en la figura 2.9. La caída en el rendimiento y en la curva capacidad-altura puede ocurrir antes de que la presión de vapor se alcance.

La cavitación tiene su origen en que la bomba opera con una aspiración excesiva, y, entonces, la presión en la tubería de aspiración cae por debajo de un cierto valor crítico de la presión de vapor. La presión disminuye hasta que puede crearse un vacío y el líquido se convierte en vapor, y es arrastrado por la corriente. Las burbujas de vapor o bolsas de vapor llamadas **cavidades** (de ahí el nombre de cavitación) son transportadas por el líquido y pueden desaparecer bruscamente cuando alcanzan zonas de presión más altas en su camino a través de la bomba. Es decir, si la presión estática aumenta otra vez por encima de la presión de vapor en otro lugar de la ruta que sigue el flujo. En esta formación y repentina desaparición de burbujas de vapor está fundamentada la cavitación. El ruido que se oye en el interior de la bomba es causado por la explosión de las burbujas de vapor.

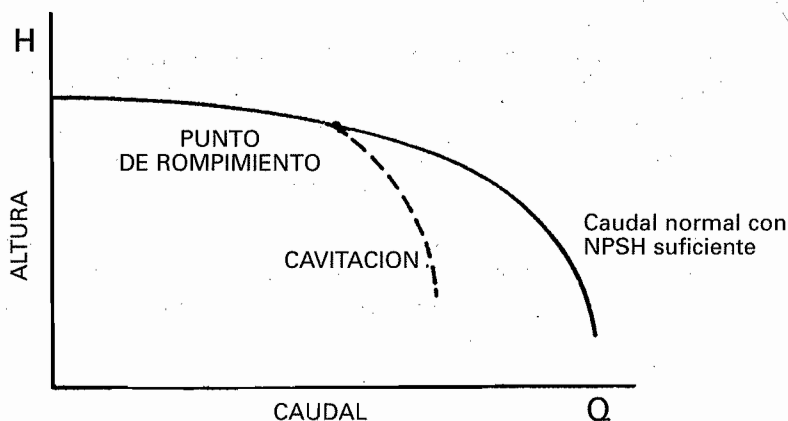


Fig. 2.9. Efecto de la cavitación en la capacidad de la bomba.

La solución para evitar la cavitación es obvia, hay que aumentar el NPSH disponible, y, por tanto, si no existe forma de modificar el sistema, se pueden cambiar las condiciones adoptando cualquiera de las opciones citadas a continuación:

- Aumentar el diámetro de la tubería de aspiración para reducir la velocidad de aspiración.
- Disminuir la altura geométrica de aspiración.
- Cambiar a una bomba mayor a menor velocidad.
- Rebajar la temperatura del fluido bombeado.
- Emplear válvulas y tuberías de aspiración de bajo coeficiente de fricción.
- Colocar una bomba con un NPSH requerido más bajo.

Como consecuencia, únicamente es posible que las bombas centrífugas trabajen sin estropearse, si en el interior de la bomba no hay formación de vapor (cavitación), es decir, mientras en ningún punto la presión quede por debajo de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido.

2.5. POTENCIAS

A continuación daremos aquellas normas imprescindibles para averiguar las diversas potencias más comunes que entran en el estudio de las bombas centrífugas.

Potencia hidráulica suministrada por la bomba es la potencia transmitida por la bomba al líquido bombeado.

$$Ph = \frac{Q \cdot Hm \cdot \gamma}{367} = \text{kW}$$

representando,

Q = Caudal, en m³/h.

Hm = Altura manométrica, en metros.

Ph = Potencia hidráulica, en kW.

γ = Peso específico, en kg/dm³.

Potencia absorbida. Si el rendimiento de la bomba η, que incluye las pérdidas de potencia de ésta, es conocido, la potencia absorbida o potencia al eje consumida por la bomba en un punto de trabajo puede hallarse mediante la siguiente fórmula:

$$Pab = \frac{Q \cdot Hm \cdot \gamma}{367 \cdot \eta} = \text{kW}$$

$$Pab = \frac{Q \cdot Hm \cdot \gamma}{270 \cdot \eta} = \text{C.V.}$$

en donde,

Q = Caudal, en m³/h.

Hm = Altura manométrica, en metros.

Pab = Potencia consumida, en kW o C.V.

γ = Peso específico, en kg/dm³.

η = Rendimiento, en porcentaje (%).

En las bombas centrífugas, el rendimiento varía con el caudal y la altura de elevación. Un valor medio para cálculos aproximados sería el de 0,7 (70 %).

La potencia absorbida es mayor que la potencia suministrada por la bomba, siendo la diferencia entre ambas la pérdida de potencia en la bomba.

Rendimiento de la bomba η establece la relación entre la potencia hidráulica suministrada por la bomba y la potencia absorbida en el eje.

$$\eta = \frac{Q \cdot H_m \cdot \gamma}{367 \cdot P_{ab}}$$

significando,

Q = Caudal, en m³/h.

H_m = Altura manométrica, en metros.

γ = Peso específico, en kg/dm³.

P_{ab} = Potencia absorbida, en kW.

Potencia del motor. El margen de potencia mínima recomendada debe oscilar entre un 10 y 20 % sobre la potencia consumida por la bomba, en el punto de trabajo.

Hasta 15 kW, 20 % de margen. Hasta 75 kW, 15 % de margen. Más de 75 kW, 10 % de margen.

En el apartado «MOTORES» se incluye un cuadro con amplios detalles sobre márgenes de seguridad para motores.

2.6. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS

Para una bomba centrífuga movida a una velocidad de giro constante (r.p.m.), la altura (H), la potencia absorbida (P_{ab}), y, por tanto, el rendimiento (η), así como el NPSH requerido, son funciones del caudal (Q). La relación entre estos diferentes valores se representa mediante las curvas de características.

La elección de la bomba que nos convenga entre varias, puede llevarse a cabo por dos métodos:

- a) Utilizando las tablas de selección.
- b) Mediante las curvas de campo y curvas de características individuales.

En el primer caso, el fabricante facilita un cuadro o tabla en donde quedan reflejados los valores, por lo general, de caudal, altura manométrica total, y algunos cuadros, más exhaustivos, que suministran datos complementarios, como los de la tabla 2.1.

Hay que fijarse en qué condiciones está confeccionada la tabla que nos ofrezca el fabricante, aunque, comúnmente, para la potencia absorbida el peso específico

Tabla 2.1. DATOS TÉCNICOS PARA LA SELECCIÓN DE BOMBAS

Altura manom. ^a	Caudal	Velocid.	B O M B A S						Motor
			Tamaño	Ø de bocas Asp/Imp. m/m.	Ø del rodete m/m.	Aspirac. máxima m.c.a.	NPSH requerido m.c.l.	Potencia absorbida CV.	Potencia nominal CV.
Metros Columna Líquido	M. ³ /hora	r.p.m.							

del líquido queda establecido en 1 kg/dm^3 . Para otros pesos específicos distintos habrá que multiplicar por el nuevo valor específico. Igualmente, y por lo general, la altura de aspiración está referida a la bomba situada al nivel del mar. Para presiones atmosféricas menores habrá que realizar la corrección correspondiente.

En el segundo caso, en las curvas de campo (fig.2.10) se realiza una preselección para averiguar el modelo de bomba. Una vez conocido el tipo de bomba, la decisión final se hará en la curva característica de la bomba (fig. 2.11) seleccionada previamente, en donde se encuentran reflejados todos los datos técnicos necesarios:

- Altura H.
- Caudal Q máximo y óptimo .
- Rendimiento en diversos puntos de la curva.
- Potencia mínima.
- Altura neta positiva de aspiración (NPSH) en diversos puntos de la curva.
- Diámetros del impulsor.

En la mayoría de las curvas características se representa gráficamente la altura manométrica total (H) en metros, el rendimiento (η) en (%) y la potencia absorbida (Pab) en kilovatios (kW) en las ordenadas, y el caudal (Q) en metros cúbicos hora (m^3/h) o litros por segundo (l/s) en las abscisas. La forma general de estas curvas varía con la velocidad específica.

Las curvas de la figura 2.11 están basadas en pruebas realizadas con agua fría, a una presión atmosférica normal (aprox. 960 m bar) y para una densidad de 1 kg/dm^3 y viscosidad de $1 \text{ mm}^2/\text{s}$.

2.6.1. Ejemplo del manejo de las curvas

Supongamos que tenemos un caudal de $Q = 260 \text{ m}^3/\text{h}$ y pretendemos elevarlo a una altura de 20 m. Yendo a la figura 2.11 buscaremos en las abscisas (línea donde

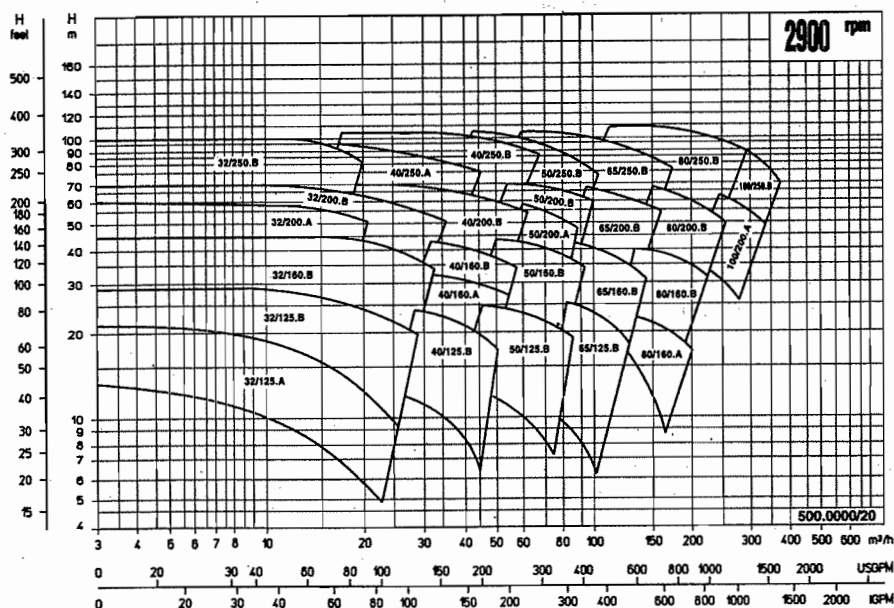


Fig. 2.10. Curvas de campo.

se reflejan los m^3/h el caudal Q , y en la ordenada de metros de altura, encontraremos la altura H . En el punto donde coincidan las líneas trazadas Q/H sobre la curva apropiada, nos dará el diámetro máximo del impulsor (271 mm. $\varnothing$) con un rendimiento del 86 %.

Para saber la potencia, prolongamos la línea vertical hasta la curva Q/P . En la intersección con la curva del diámetro del rodete (271 mm $\varnothing$), trazaremos una línea paralela a las abscisas, encontrando la potencia absorbida en la bomba para ese punto de trabajo, que será de 17 kW.

Prosiguiendo la línea vertical hasta la curva $Q/NPSH$ y en el punto de corte con la curva del rodete de 271 mm $\varnothing$, encontraremos, en las ordenadas, mediante una línea paralela a las abscisas, el valor del NPSH requerido, que vale 2,5 m.

Siguiendo las instrucciones del fabricante, le daremos un margen de seguridad de 0,5 m, quedando, en definitiva, en 3 m.

Este valor (específico de cada bomba) tiene que ser contrastado con el NPSH disponible en la instalación, cumpliéndose lo ya sabido: NPSH disponible mayor o igual que el NPSH requerido.

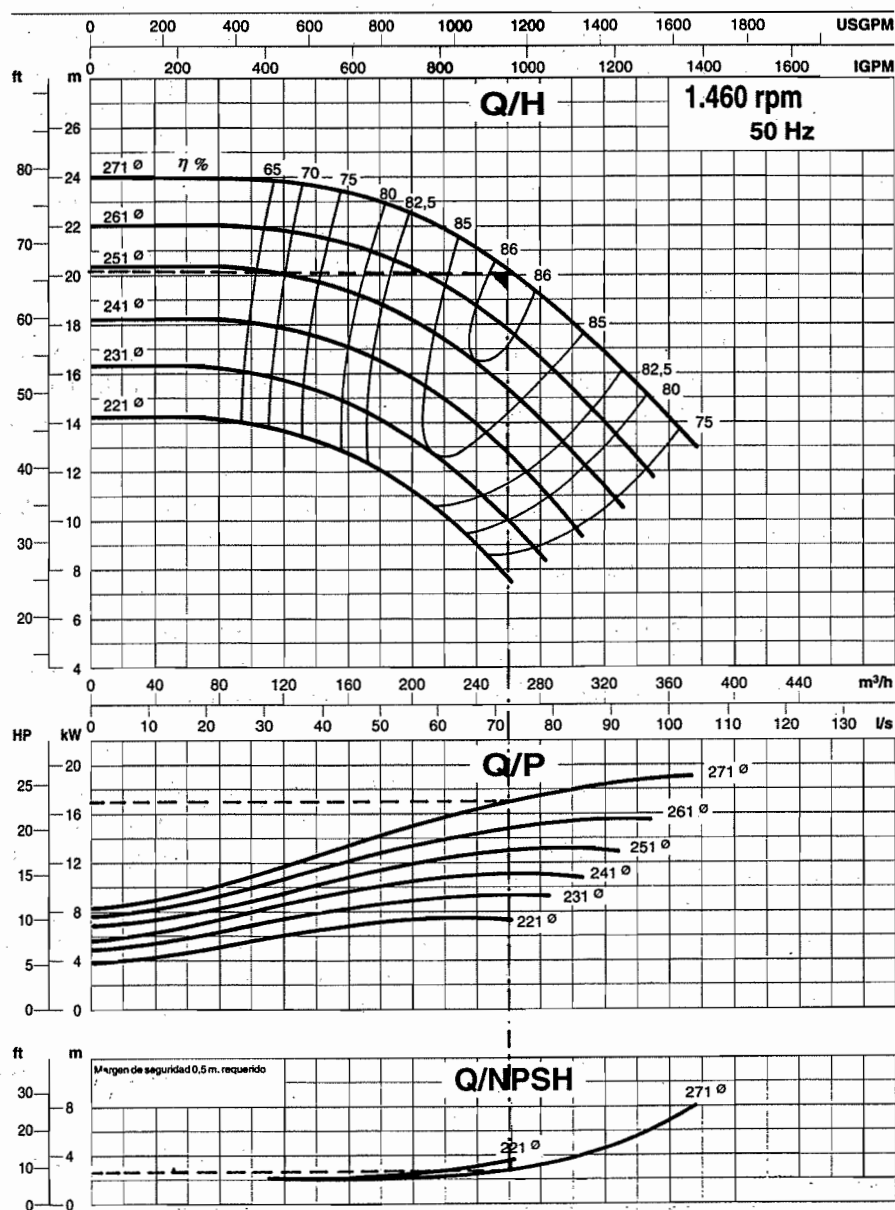


Fig. 2.11. Curvas de características de una bomba centrífuga.

Frecuentemente pueden emplearse diversos tipos de bomba para un mismo punto de funcionamiento. En tal caso, conviene comparar los modelos considerados, con el objetivo de elegir el conjunto que nos reporte más ventajas. La elección final puede establecerse en función de la potencia requerida, en el precio del grupo electrobomba, en el diámetro nominal de conexión a tuberías, o en otros factores.

La *curva de caudal-altura (Q/H)* representa la relación entre la altura de una bomba centrífuga y su caudal, y mientras no se rebase la altura de aspiración admisible, la bomba trabaja sobre esta curva. Las líneas son decrecientes de izquierda a derecha, representadas en trazo grueso.

La curva Q/H, válida para una bomba centrífuga, se obtiene en el banco de pruebas de la fábrica mediante estrangulaciones de diferente intensidad, practicadas sobre la tubería de impulsión y registradas en un sistema de coordenadas rectangulares.

En la curva Q/H también se refleja el rendimiento (η %) bajo la forma de una curva conoide de trazo fino. El rendimiento sólo es válido para la bomba y no se ha tenido en cuenta aún el rendimiento del motor.

Se dice que la curva Q/H es **estable** cuando es siempre decreciente desde su punto inicial situado sobre el eje de ordenadas. En una curva Q/H estable, a cualquier valor de la altura de elevación le corresponde un valor del caudal y sólo uno.

En contraste, las curvas Q/H son **inestables** si la altura de elevación aumenta primero a partir del eje de ordenadas y, tras alcanzar un máximo, vuelve a decrecer constantemente. En una curva Q/H inestable se pueden asociar dos o más valores de caudal con un único valor de altura.

La *curva potencia absorbida Q/P* de una bomba centrífuga es una función de la velocidad específica y es distinta para cada forma de rodete. Las curvas indican la potencia absorbida por la bomba para los diferentes diámetros de rodete.

La potencia crece constantemente con el caudal elevado y vuelve a decrecer, por regla general, una vez rebasado el rendimiento máximo.

La forma de la *curva Q/NPSH* depende mucho de la velocidad específica.

En esta gráfica el fabricante ha separado las tres curvas fundamentales para una mayor claridad. Otros fabricantes agrupan las tres curvas en un mismo recuadro, aunque el resultado y la disposición de las curvas es el mismo, dependiendo de su criterio el número de curvas intermedias que insertan en el gráfico, pero, el proceso a seguir, es similar al explicado.

2.7. RELACIONES FUNDAMENTALES DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las curvas características de una bomba centrífuga son aquellas que relacionan las variables que intervienen en el funcionamiento de las mismas.

Por consiguiente, la curva característica de una bomba válida para una determinada velocidad de giro (n) sin variar su diámetro, puede dar lugar a un cambio en sus curvas características y a una modificación de las variables Q , H y P , cuando se la hace trabajar a distintas velocidades. La curva de la bomba varía según las **leyes de semejanza o ley de afinidad** cuyas relaciones mencionamos a continuación.

El caudal (Q) que eleva una bomba, aumenta o disminuye proporcionalmente al aumento o disminución de la velocidad (n). O bien, el caudal (Q) es directamente proporcional al cambio de velocidad.

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)$$

La altura manométrica (H) aumenta o disminuye con el cuadrado de la velocidad. O bien, la altura manométrica es proporcional al cuadrado del cambio de velocidad.

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

La potencia absorbida (P) crece o disminuye con el cubo de la velocidad. O bien, la potencia absorbida es proporcional al cubo del cambio de velocidad.

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3$$

El NPSH es proporcional al cuadrado de la variación de velocidad.

$$\text{NPSH}_2 = \text{NPSH}_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

BOMBAS

El rendimiento (η) es constante cuando cambia la velocidad.

$$\eta_2 = \eta_1$$

El efecto de las variaciones de velocidad sobre las curvas características de las bombas se obtiene representando unas nuevas curvas haciendo uso de las leyes de afinidad.

Notas

En aquellos casos en que se desee aumentar la velocidad en una bomba, es aconsejable consultar previamente con el fabricante, ya que el aumento de la velocidad puede estar limitado por los motivos siguientes:

- Resistencia mecánica del eje y rodamientos, ya que la **potencia aumenta**.
- Resistencia a la presión del cuerpo de la bomba, ya que, igualmente, **aumenta la presión**.
- Modificación del poder de aspiración de la bomba, ya que el mismo no se mantiene proporcionalmente al **aumento del caudal**.

EJEMPLO

Tenemos una bomba que gira a 1460 r.p.m. con un caudal $Q = 260 \text{ m}^3/\text{h}$, y sube a una altura $H = 20 \text{ m}$, con una potencia absorbida de $P = 17 \text{ kW}$ siendo el $\text{NPSH} = 3 \text{ m}$.

Ahora queremos que dicha bomba gire a 2900 r.p.m, y, por tanto, deseamos conocer las nuevas condiciones de trabajo.

Aplicando las fórmulas correspondientes tendremos:

$$\text{Caudal: } Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right) = 260 \cdot \left(\frac{2.900}{1.460} \right) = 516,4 \text{ m}^3/\text{h}.$$

$$\text{Altura manométrica: } H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 20 \cdot \left(\frac{2.900}{1.460} \right)^2 = 78 \text{ m}.$$

$$\text{Potencia absorbida: } P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 = 17 \cdot \left(\frac{2.900}{1.460} \right)^3 = 133 \text{ kW.}$$

2.8. CAMBIOS EN EL DIÁMETRO DEL RODETE:

A fin de cubrir económicamente una amplia gama de caudales con el mínimo número de tamaños distintos de bombas y de diseños de rodets, los fabricantes acostumbran a tener un intervalo de rodets para cada carcasa. En general estos rodets tienen aspiración idéntica y sólo varía el diámetro de salida, lo cual se suele conseguir por rebaje mecanizado del diámetro. Para determinar el efecto producido por la variación del diámetro del rodete pueden emplearse las siguientes ecuaciones, que son menos exactas que las correspondientes a las leyes de afinidad.

$$\text{Caudal: } Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)$$

$$\text{Altura manométrica: } H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$$

$$\text{Potencia absorbida: } P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$$

En todas las expresiones se ha considerado que los rendimientos permanecen constantes: $\eta_1 = \eta_2$

En algunos casos se pueden encontrar dos o más rodets, cada uno dentro de un rango de tamaños, para la misma carcasa. Como quiera que estos rodets no son geométricamente similares no son de aplicación las leyes de afinidad.

BOMBAS

EJEMPLO

Disponemos de una bomba cuyo diámetro de rodete es de 271 mm Ø y nos proporciona un caudal de $Q = 260 \text{ m}^3/\text{h}$ con una altura manométrica de $H = 20 \text{ m}$ y consume una potencia de $P = 17 \text{ kW}$.

Deseamos conocer las nuevas condiciones de trabajo variando el rodete y colocándole uno que tenga 221 mm Ø.

Por las fórmulas anteriores hallaremos el resultado.

$$\text{Caudal: } Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right) = 260 \cdot \left(\frac{221}{271} \right) = 212 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Altura manométrica: } H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 = 20 \cdot \left(\frac{221}{271} \right)^2 = 13,2 \text{ m}$$

$$\text{Potencia absorbida: } P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 = 17 \cdot \left(\frac{221}{271} \right)^3 = 9,2 \text{ kW}$$

2.9. CAMPO DE FUNCIONAMIENTO

Al igual que en la mayoría de los equipos mecánicos, una bomba funciona mejor en su punto de máximo rendimiento. En este punto, los esfuerzos radiales sobre los cojinetes son mínimos, ya que la carga desequilibrada sobre el rodete es también mínima. Estos esfuerzos radiales se incrementan notablemente a medida que el punto de funcionamiento se separa del de máximo rendimiento sea en una u otra dirección. Cuando el caudal de la bomba sobrepasa al correspondiente punto de máximo rendimiento, la presión necesaria para evitar la cavitación aumenta de tal manera que la cavitación se convierte en un problema potencial. Cuando el caudal descargado por la bomba desciende hacia el punto de válvula cerrada (altura a caudal cero) la recirculación del líquido impulsado dentro del rodete es otro problema. Esta recirculación da lugar a vibraciones y a pérdidas hidráulicas en la bomba y puede producir cavitación.

Debido a las razones expuestas, es de buena práctica limitar el intervalo de funcionamiento de las bombas entre el 60 y el 120 % del correspondiente al punto de máximo rendimiento. Este intervalo puede ampliarse, especialmente en funcionamiento a bajas velocidades, pero deben tomarse precauciones cuando se trabaje fuera de aquél.

2.10. REGULACIÓN DE CAUDAL EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

En los procesos industriales es necesario a veces variar el caudal de una bomba para adaptarlo a las exigencias de un servicio, es decir, que en numerosas ocasiones es preciso trabajar durante mucho tiempo en condiciones de caudal inferiores al nominal.

Básicamente, para regular el caudal de una bomba, se pueden utilizar tres métodos:

- Regulación del caudal por arranque-parada.
- Regulación del caudal por estrangulamiento de la tubería que conduce el fluido.
- Regulación del caudal por variación de la velocidad de la bomba.

A continuación se pasa a describir estos tres métodos de regulación del caudal.

Regulación del caudal por arranque-parada de la bomba

Para poder aplicar este método de regulación del caudal es necesario que se disponga en la instalación de bombeo de un depósito de almacenamiento suficientemente grande, de tal manera que durante los períodos en que la bomba esté en marcha se esté bombeando el líquido de que se trate con el máximo rendimiento, mientras que en los períodos en que la bomba este parada se debe garantizar que no se produzcan pérdidas de ningún tipo.

En realidad, la base de este método consiste en el almacenamiento de líquido en un depósito de regulación (o acumulación) y a partir de este depósito realizar posteriormente la distribución de acuerdo a las necesidades del proceso en los diferentes puntos.

BOMBAS

Este método, que no precisa de aclaraciones adicionales, se emplea exclusivamente en circuitos abiertos de bombeo a depósitos reguladores, tal como sucede en las conducciones de aguas municipales. Debe preverse una capacidad extra de las bombas en la instalación de bombeo, de tal forma que puedan existir períodos de parada de bomba puesto que durante los períodos de bomba en marcha se suministra la cantidad de agua suficiente para las necesidades diarias.

Regulación de caudal por estrangulamiento de la tubería por la que circula el líquido

Esto se obtiene por medio de una válvula montada en la tubería de impulsión de la bomba. Cerrando esta válvula se produce una pérdida de carga adicional, la cual cambia la altura manométrica total del sistema y, en consecuencia, la característica dinámica de la instalación de bombeo.

El proceso de control a través de válvulas ofrece la ventaja de utilizar componentes estructuralmente simples pero tienen el gran problema de que se producen pérdidas de energía elevadas, lo cual, implícitamente, hace descender de forma importante el rendimiento global de la planta.

Regulación de caudal por variación de la velocidad de la bomba

La regulación de caudal a velocidad variable es la más económica. Con ella adaptamos una bomba centrífuga a unos datos de servicio determinados. Es una de las formas más profusamente adoptada en la práctica, pues el rendimiento apenas sufre modificación al variar la velocidad de funcionamiento.

Tal como ya se ha comentado, puede observarse cómo las características presión-caudal (diagrama característico Q-H) de una bomba son modificables, haciendo variar la velocidad de giro del eje de la misma.

Además, en caso de no disponer del citado diagrama, basta conocer cualquier punto de funcionamiento para, aplicando la ley de afinidad, deducir los datos que buscamos para el nuevo servicio que se exija a la bomba, obteniendo, en consecuencia, una familia de curvas paramétricas para una determinada velocidad en el eje.

2.11. EL RUIDO EN LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

En las bombas centrífugas, la energía mecánica se transfiere al líquido mediante el rodete. Dado que el número de álabes del rodete tiene un límite, se producen fluctuaciones periódicas de presión. Los difusores, con un número limitado de álabes, tiene un efecto similar. El flujo turbulento, la fricción, la presencia de turbulencias superficiales, son causas adicionales de los cambios de presión en el interior de la bomba. La carcasa de la bomba y los sistemas de tuberías adjuntas son excitados por estas oscilaciones y provocan, a su vez, oscilaciones en el aire que les rodea percibiendo estas oscilaciones en forma de ruido.

Si el NPSH de la bomba resulta superior al de la instalación se producen ruidos particularmente distinguibles, originándose cavitación en el impulsor, lo que el nivel de presión sonora aumenta. Se pueden producir, también, mayores vibraciones por fricción en rodamientos y cierres o por estar las piezas giratorias mal equilibradas. Estas vibraciones son, sin embargo, insignificantes si la bomba ha sido fabricada, montada y puesta en marcha correctamente y se usa con propiedad.

No se pueden hacer afirmaciones generales sobre la emisión de ruido de las bombas centrífugas. Parámetros tan complejos como el modelo, el tamaño, la velocidad de giro, los materiales y las condiciones de funcionamiento, no se pueden combinar en una sola fórmula que resuelva el problema. Por tanto, hay que regirse por los valores medidos por el fabricante de la bomba.

Pero ¿qué es el sonido? El sonido se define como toda vibración de presión (en el aire, en el agua o cualquier otro medio) que puede ser apreciado por el oído humano. El cambio de presión origina vibraciones en el tímpano, transformándose posteriormente en señales que son captadas por el cerebro.

Los seres humanos con oídos sanos pueden percibir oscilaciones de la presión del aire entre los 16 Hz (infrasónicos) y los 16000 Hz (sonido audible) aproximadamente. Las oscilaciones de la presión del aire por debajo de los 16 Hz (infrasónico) y por encima de 16000 Hz (ultrasónico) son inaudibles.

Para adaptar las medidas del sonido a las sensaciones reales de audición del oído, las presiones sonoras se miden de manera diferenciada, habiéndose, mediante instrumentos de medición del sonido, normalizado internacionalmente los niveles de presión sonora denominados A, B y C. El «A» se aproxima a las curvas de igual sonoridad de los bajos; el «B» a los medios, y el «C» a los altos. Sin embargo, tan sólo el «A» se ha impuesto en la práctica, porque ni el «B» y el «C» han dado buena correlación en las pruebas subjetivas. Se designa dB(A), dB(B), dB(C) como indicativo del grupo al que pertenece, siendo la unidad básica el belio (B) y la unidad habitual es el decibelio (dB).

Medidas preventivas para la reducción del ruido

Si el ruido de una instalación alcanza niveles inaceptables se hace necesario tomar medidas preventivas. Las medidas preventivas primarias más importantes para evitar el ruido son la selección del tipo y tamaño correcto de bomba para que funcione cerca o en el mismo punto de máximo rendimiento. Esto presupone que las características H/Q del sistema han de determinarse de la forma más exacta posible. Los factores de seguridad no deben llevar a elegir bombas de tamaño excesivo que al funcionar a carga parcial produzcan un nivel de ruidos mayor y un rendimiento menor de lo necesario.

Otras medidas preventivas a considerar son:

- Evitar que la bomba funcione en la región de cavitación.
- Cuidadoso alineamiento de la bomba, el acoplamiento y el accionamiento.
- Montar el grupo sobre amortiguadores de vibraciones.
- Conectar las tuberías a la bomba mediante juntas de expansión de goma.
- Evitar cambios bruscos en la sección de las tuberías.
- Utilizar codos de radio largo.
- Emplear material que absorba las vibraciones entre la bancada y los cimientos.

El medio ambiente

En los últimos tiempos y, fundamentalmente, desde la incorporación a la UE, España dispone de una abundante legislación sobre medio ambiente, donde los aspectos relativos al mismo se tratan con amplitud. Por otra parte, la investigación y desarrollo de nuevas tecnologías dirigidas a la protección ambiental, ha pasado a constituir un objetivo prioritario, tanto del sector público como privado, observándose un importante apoyo económico por parte de las Administraciones Públicas.

Dentro del conjunto de medidas de protección ambiental, las normas reglamentarias y los principios básicos mantienen y crean un medio ambiente apto para la existencia humana. El organismo humano es capaz de soportar el ruido hasta cierto grado. Un elevado nivel de ruidos puede producir, pérdidas de audición o la sordera total. Por tal razón, es obligado cumplir las leyes y medidas reglamentarias que la autoridad haya dictado sobre ello.

2.12. BOMBEO DE LÍQUIDOS VISCOSOS

Hasta este momento hemos estudiado el fluido-agua en condiciones normales y, por consiguiente, si el fluido a elevar tiene una viscosidad superior a la del agua, los valores de caudal, altura y rendimiento de la bomba vienen modificados en función de la resistencia a la circulación del fluido, debiendo aplicarse factores de corrección sobre los valores de la bomba. Resumiendo: **el funcionamiento de las bombas centrífugas varía al bombear líquidos viscosos**, lo que habrá que tener presente cuando queramos transportar fluidos de diferente viscosidad y peso específico distintos a los del agua siendo aconsejable consultar con el fabricante.

Entenderemos por **viscosidad** de un líquido a aquella propiedad que genera una resistencia (fricción interna) respecto del movimiento relativo entre dos capas adyacentes.

O dicho de otro modo, **viscosidad** es la propiedad que tienen los líquidos o fluidos de oponerse al desplazamiento entre capas a causa de las fuerzas de atracción recíprocas entre las moléculas, o bien puede definirse como el rozamiento o resistencia interna de las moléculas de un fluido al moverse.

Como orientación, la tabla 2.2 refleja la viscosidad para diversos líquidos en centipoises a 21°C.

Tabla. 2.2. VISCOSIDAD.

Agua	0,018
Octano	0,540
Petróleo	0,550
Acéite de oliva	1,000
Alcohol	1,20
Mercurio	1,50

Podemos distinguir la **viscosidad dinámica o absoluta** y la **viscosidad cinemática**. En los problemas de bombeo se emplea la viscosidad cinemática para el cálculo de pérdidas de carga y para la caracterización del flujo mediante el número de Reynolds, que se logra dividiendo la viscosidad dinámica por la densidad, obteniendo, entonces, las dimensiones de longitud al cuadrado dividido por el tiempo. En el S.I. la unidad de viscosidad cinemática es $1 \text{ m}^2/\text{s}$; en el antiguo sistema C.G.S es $1 \text{ cm}^2/\text{s} = \text{stoke}$, sirviendo el agua como referencia que tiene un centistoke, o centésima parte del stoke a 4 °C.

BOMBAS

Por lo tanto,

$$\text{Viscosidad cinemática (centistokos)} = \frac{\text{Viscosidad absoluta (centipoises)}}{\text{Densidad}}$$

La viscosidad absoluta se mide en el sistema C.G.S. por la unidad llamada poise, expresada en dinas por s/cm^2 . El centipoise equivale a la centésima parte de un poise y es la unidad de uso común.

Sintetizando, las medidas de la viscosidad son:

- 1 poise = 1 dina $\cdot$ s/cm² = 0,01019 kg s/cm²
- 1 stoke = 1 dina/1 poise = 1 cm²/s = 0,0001 m²/s

No obstante, hay otras unidades prácticas como:

(°E) grados Engler, utilizado en Europa continental.

(°S) Saybolt, empleado en USA.

(°R) Redwood, usado en Gran Bretaña.

Cuando el fluido manejado tiene una viscosidad diferente a la del agua, los valores de caudal, altura y rendimiento de la bomba, vienen modificados en función de la resistencia a la circulación de fluidos, en cuyo caso habrá que aplicar factores de corrección sobre los valores de la bomba de agua para el bombeo de fluidos viscosos.

Una de las consecuencias de la viscosidad en las bombas es la modificación de los diagramas característicos, normalmente realizados para agua, si queremos aplicarlos a cualquier otro líquido.

Los diagramas Q - H se obtienen en los bancos de prueba de las casas constructoras empleando generalmente agua normal, éste es el motivo de que todos los diagramas vengan referidos al agua como elemento fluido elevado. Por ello, cuando una bomba centrífuga debe trabajar en un sistema con líquido de diferente viscosidad y peso específico, habrá que introducir las correcciones necesarias para encontrar la nueva característica Q - H.

No existe un procedimiento teórico que permita realizar estas correcciones, por ello se recurre a la experimentación, reflejando en gráficos los datos obtenidos y deduciendo de los mismos los valores a emplear, para encontrar el comportamiento de una bomba centrífuga trabajando con líquidos de naturaleza diferente al agua.

Como inverso de viscosidad los líquidos gozan de **fluidez**, es decir, se deslizan empleando poco tiempo en desplazarse de un sitio a otro cuando se les aplica una presión a causa de la considerable movilidad de sus moléculas.

3

Tuberías

Antes de pasar a describir los cálculos referidos a tuberías, vamos a comentar un fenómeno físico que se da en el transporte de fluidos por tuberías, como es el golpe de ariete.

3.1. GOLPE DE ARIETE

Si en una tubería por la que circula una corriente de agua, o un fluido, con una cierta velocidad, se interrumpe, se aumenta o se desvía cambiando bruscamente el régimen del movimiento del mismo (es acelerado o decelerado), por ejemplo, mediante una llave de paso, se producen en las paredes de la tubería, y como consecuencia de la fuerza viva, presiones tan fuertes que pueden llegar a producir la rotura de la conducción. A esta sobrepresión o choque violento que tiene lugar en el interior de la tubería, se le denomina **golpe de ariete** y en todos los casos sus efectos son destructores, rompiendo o deteriorando la conducción y afectando a las instalaciones próximas.

Cuando se trata de una conducción por la que circula el agua a una cierta velocidad y de pronto intentamos anularla, ésta se convierte en presión, que se suma a la estática a la que ya se encontraba la tubería. Por efecto de esta sobrepresión la tubería se dilata y el fluido se comprime, volviendo ambas por su elasticidad a la posición inicial. Este efecto se repite estableciéndose un movimiento de presión oscilatorio cada vez con menos intensidad hasta que se anula; momento en que la energía cinética que llevaba el agua ha sido absorbida por rozamiento por la pared de la conducción y los filetes líquidos.

Estas sobrepresiones, de naturaleza oscilatoria, crean unas ondas de presión que se transmiten a lo largo de la conducción hasta la cisterna o embalse en que se reflejan. Estas ondas avanzan con una velocidad, llamada celeridad, que depende únicamente de las características de la conducción, de su elasticidad, espesor, diámetro, y no depende, en absoluto, del tiempo de maniobra ni de la velocidad y presión que tenga el agua al pasar por el lugar en que se produce la perturbación.

Por consiguiente, la velocidad de propagación de la onda es primordialmente una función de:

- La densidad y el coeficiente de elasticidad del líquido bombeado.
- Las dimensiones (diámetro, grosor de las paredes) de la tubería y de los soportes de la tubería.
- Y del coeficiente de elasticidad del material de la tubería.

Es difícil determinar con exactitud el golpe de ariete y la principal dificultad es delimitar el tiempo de parada. Algunos estudiosos del tema, como Allievi y Micheaud, llegaron a establecer fórmulas para determinar el valor de la velocidad de propagación de la onda de presión que no vamos a reproducir aquí, pues su cálculo es complicado y aproximado.

Sabemos que se presenta este fenómeno siempre que haya una variación en el caudal que circula por una tubería. No podremos, pues, evitarlo pero sí atenuar sus efectos, tomando algunas medidas de precaución, como pueden ser:

- Instalar depósitos de presión (aire/agua) en el extremo de la conducción.
- Colocar una válvula de seguridad que se abra al producirse una presión excesiva.

3.2. NOCIONES DE HIDRÁULICA

La parte de la mecánica que estudia el equilibrio de los fluidos (líquidos y gases) se llama **hidrostática**, o estática de los fluidos, y la que se ocupa del movimiento de los mismos, **hidrodinámica**, constituyendo ambas la mecánica de los fluidos; la parte de la mecánica que estudia el equilibrio y movimiento de los cuerpos líquidos con aplicación a los problemas de índole práctica (conducciones, canales de navegación y riego, empleo del agua con motor, etc) es la **hidráulica**.

La **hidráulica**, partiendo de la mecánica racional y determinando el equilibrio y movimiento de líquidos, deduce, auxiliada por la experiencia, los mejores medios

de dirección, conducción y elevación de los líquidos en todos los campos de la industria y la agricultura.

Entre las propiedades fundamentales de los líquidos figuran las siguientes: **isotropía**: siendo líquidos isotropos aquéllos cuyas propiedades son las mismas en cualquier dirección; **movilidad**, o aptitud de tomar cualquier forma o bien tomar la forma de la cavidad que lo contiene; **viscosidad**, o resistencia al mutuo deslizamiento de las moléculas; **incompresibilidad**, que no se puede reducir su volumen apretándolo. Los **líquidos** isotropos, móviles, incompresibles y no viscosos se llaman **perfectos**.

La **hidráulica** nació en el siglo XVII, como resultado de la ordenación de los trabajos de Bernoulli, Torricelli, etc. A pesar del tiempo transcurrido, el teorema de Bernoulli, convenientemente corregido, sigue constituyendo la base de resolución de los problemas de hidráulica.

Existen textos de hidráulica, más o menos extensos, que pueden satisfacer la curiosidad del lector que tenga inquietudes por conocer la mencionada teoría aunque, en estas páginas, nos centraremos en el tema que abordamos.

3.3. TUBERÍAS. CÁLCULO

De tres elementos esenciales, como hemos visto, consta el conjunto de las bombas centrífugas. Una **tubería de aspiración**, la **bomba** propiamente dicha, que es el órgano principal, y la **tubería de impulsión**.

Aquí vamos a proceder al cálculo de la tubería de aspiración y al de la tubería de impulsión, recordando que para lograr que un fluido, en este caso agua, circule o se mueva por el interior de una tubería de sección circular, es preciso la existencia de una cantidad de líquido, que designaremos por **caudal**, una fuerza que lo impulse conocida como **presión** (altura manométrica) y una tubería delimitada por su **sección**.

Al moverse el agua a través de una tubería entra en función un nuevo concepto denominado **velocidad de circulación**.

3.3.1. Caudal

Entenderemos por **gasto o caudal** circulante por una tubería a la cantidad de líquido que atraviesa el área plana de la misma por unidad de tiempo. O bien, que el

TUBERÍAS

gasto o caudal es el volumen del líquido que atraviesa una sección transversal cualquiera de una conducción en la unidad de tiempo.

Llamando v a la velocidad, su expresión es:

$$Q = S \cdot v \quad (1)$$

en donde,

Q = caudal m^3/s . Unidad de caudal en el S.I.

S = área o sección de la superficie transversal interior del conducto, normal a la dirección de la circulación del flujo en m^2 .

v = velocidad de circulación en m/s .

Conociendo dos de estas magnitudes se calcula la tercera, pudiendo escribirse la fórmula (1) de la siguiente manera:

$$S = \frac{Q}{v} \quad (2) \quad v = \frac{Q}{S} \quad (3)$$

Para conductos de sección circular el área de la superficie transversal interior es igual a:

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

de donde fácilmente se deduce el diámetro interior, d , del tubo redondo o, conocido su diámetro, hallar el área.

Un concepto fundamental en el movimiento de fluidos es la **ecuación de continuidad** (conservación de la masa). En un conducto por el que circula un fluido, la ecuación de continuidad nos dice, al suponer el fluido incompresible y en régimen permanente, que el caudal entrante es igual al saliente.

Cuando se presenta un estrechamiento o un ensanchamiento (tes y bifurcaciones), igualmente se cumple la ley.

Como los dos volúmenes (entrante y saliente) deben ser iguales y, por tanto, $S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2$ o,

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}$$

que representa la ecuación de continuidad y expresa que las **velocidades están en razón inversa de las áreas**, o que la velocidad del líquido está en razón inversa de su sección, permaneciendo el caudal constante.

Esto nos viene a indicar que si la tubería es de un diámetro pequeño y ha de pasar por ella una cantidad de agua idéntica a la que transita por una tubería de diámetro grande, la velocidad a la que circulará el agua por la tubería pequeña será mayor a la del agua que se mueve por la tubería grande.

La selección del diámetro interior de la tubería que ha de emplearse en una instalación es más bien un problema técnico-económico.

Dimensionando en exceso la tubería habremos conseguido reducir las pérdidas de carga, si bien esta reducción puede no compensar el costo de la misma. Por contra, al seleccionar una tubería de poco diámetro, se aumentan considerablemente las pérdidas de carga y, por consiguiente, la altura manométrica y el costo del grupo motobomba.

La elección de una tubería con pérdidas de carga elevadas implica un gasto superior constante de energía que en ocasiones podría amortizar la instalación.

El diámetro más apropiado será el que haga mínima la suma de los gastos anuales de energía y los de amortización de tubería.

Algunos fabricantes de bombas recomiendan diámetros de tuberías, siendo importante que se escoja el diámetro que se recomienda o mayor. El que sean de diámetro mayor es ventajoso, pues reduce las pérdidas de carga, pero nunca deben utilizarse de diámetro inferior a los recomendados.

Aproximadamente, y sin hacer un cálculo previo, el diámetro de la tubería de aspiración debe ser de **una a dos veces** el orificio de la brida de aspiración de la bomba. Es un **error** poner una tubería del mismo diámetro que el de los orificios de la bomba.

3.3.2. Presión

En las bombas centrífugas la altura total manométrica es la **presión** efectiva que ha de cumplir la bomba para vencer la elevación a que se destina, y que se compone de la altura total geométrica más las pérdidas de carga (pérdidas en tubería más pérdidas en accesorios como válvulas, codos, cambios de sección, etc.).

3.3.3. Velocidad de circulación

Para que el agua circule por la tubería es necesario que lleve una velocidad. No obstante, los diseños modernos de bombas consiguen grandes caudales con meno-

TUBERÍAS

res tamaños de bomba, lo que origina velocidades elevadas en las conexiones a bombas. Esto no quiere decir que se puedan mantener los mismos diámetros de tuberías en aspiración y en impulsión que los de las conexiones de las bombas.

Por consiguiente, asignaremos previamente un valor provisional a la velocidad que el agua ha de llevar por las tuberías. Como norma general, se estima una velocidad de circulación de:

- Tubería de aspiración de 1 a 2 m/s.
- Tubería de impulsión de 1,5 a 3 m/s.

La velocidad del líquido en las tuberías no debe sobrepasar los 2 m/s en la aspiración ni los 3 m/s en la impulsión, aunque algunos fabricantes aceptan llegar hasta los 4 m/s en la impulsión.

La elección de la velocidad del flujo es importante para la economía de funcionamiento de las bombas y para la duración del sistema. Velocidades inferiores a 0,5 m/s puede conducir a sedimentación de sólidos dentro de los tubos; por encima de 5 m/s tiene lugar abrasión si el líquido es agua residual.

Existen algunas fórmulas que facilitan la velocidad máxima aconsejable, como la que damos a continuación:

$$V = \frac{353,68 \cdot Q}{D^2}$$

en donde,

V = Velocidad, en m/s

Q = Caudal, en m³/s

D = Diámetro, en mm.

Igualmente se tabulan cuadros de velocidades en función del diámetro de la tubería, como el siguiente (tabla 3.1):

Tabla. 3.1. VELOCIDAD ASPIRACIÓN/IMPULSIÓN EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA

TUBERÍAS		
Ø mm	Aspiración m/s	Impulsión m/s
25 a 40	1,25	1,5
50 a 70	1,5	2
80 a 100	1,75	2,25
125 a 200	2	2,5
desde 200	2	3

Por supuesto, todo ello debe hacerse por tanteo, ya que, lo que debe primar, es la pérdida de carga en la tubería y sus accesorios, como ya hemos dejado insinuado en el capítulo anterior y veremos posteriormente.

El límite máximo de velocidad se impone también por pérdida de carga. Éstas serán proporcionales al cuadrado de la velocidad e inversamente proporcionales a la quinta potencia del diámetro. Cuando la pérdida de carga tenga una cierta importancia en el diseño de la instalación, se disminuirán las velocidades y se aumentarán los diámetros.

3.3.4. Tuberías. Ábacos

Para que un fluido se mueva dentro de una tubería hace falta, como ya hemos mencionado, que exista una presión que le obligue a ello y que compense los rozamientos que se producen cuando el fluido se traslada por su interior y, al mismo tiempo, mantenga la velocidad de circulación.

Cuando el agua transita a lo largo de un conducto pasa tocando sus paredes. Lo que supone una pérdida de energía del agua que se manifiesta en una disminución de la presión total. Esta pérdida de presión es lo que llamamos **pérdida de carga, pérdida de presión o caída de presión**.

Estudios experimentales realizados por diferentes investigadores basados en las leyes de semejanza en tuberías y contrastados con la realidad, condujeron a diferentes expresiones para calcular la pérdida de carga en tuberías. Estas expresiones son las de Darcy, Weisbach, Colebrook, etc. No obstante, todas ellas responden a una expresión teórica de la misma forma:

$$J = \frac{l}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot f(Re, \epsilon)$$

representando,

J = Pérdida de carga en la tubería expresada en metros de caída de presión por cada metro de tubería (m/m).

g = Aceleración de la gravedad = 9,81 (m/s²).

$f(Re, \epsilon)$ = Coeficiente de fricción. Es una función experimental de Re y ϵ .

Re = Número de Reynolds (adimensional).

TUBERÍAS

- ε = Coeficiente dimensional que depende de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería.
- v = Velocidad media del agua en la tubería (m/s).
- R = Radio hidráulico de la tubería (m).

Por otro lado, el empleo de tablas o ábacos de tipo práctico es más sencillo que la utilización de estas leyes anteriores. Antes de proceder al manejo de dichas tablas o ábacos se van a subdividir las pérdidas de carga en dos tipos o especies diferentes.

- A) Pérdidas de carga o de presión, teniendo en cuenta solamente los tramos rectos de la tubería sin contabilizar los accesorios. La caída de presión depende de la velocidad del flujo, de la disposición física interna del tubo, su diámetro, la rugosidad de la superficie interior y las propiedades físicas del fluido que circula por él (densidad y viscosidad).
- B) Pérdidas de carga que corresponden exclusivamente a los accesorios motivados por estrangulamiento, expansiones, codos bruscos, diversas válvulas y otros.

En este sentido, la pérdida total de presión o pérdida de carga, dentro de la tubería, se compone de la pérdida de presión en la tubería recta con diámetro constante y, además, de la pérdida de presión causada por los accesorios.

Normalmente, al elegir la tubería es muy conveniente que la pérdida de presión en la tubería sea inferior a un 10 por 100 de la altura geométrica, con el fin de que no resulte un mal rendimiento de la instalación.

Como ya hemos dicho, una manera rápida de realizar los cálculos de las pérdidas de presión lineales y con suficiente precisión es emplear tablas o ábacos como los que se adjuntan o análogos. En ellos, partiendo de caudales y diámetros, se obtiene el gradiente hidráulico o la pérdida de carga cada 100 metros.

La tabla 3.2 nos facilita la pérdida de presión en tubería recta. Su manejo es sencillo. Se busca Q (caudal), v (velocidad) y d (diámetro de tubería), y tendremos la pérdida de presión (h). Ahora bien, supongamos que deseamos emplear tubería de fibro-cemento, en cuyo caso la pérdida de presión que nos dé la tabla hemos de multiplicarla por 1,25, que es el coeficiente corrector correspondiente para esta clase de tubería.

El ábaco de la figura 3.1 tiene en abcisas el caudal (Q) en m^3/h y en ordenadas la pérdida de presión en metros por cada 100 metros de tubería. Las líneas en diagonal y oblicuas contienen la velocidad del líquido (v) en m/s y en sus extremos, el diámetro interior de la tubería en milímetros.

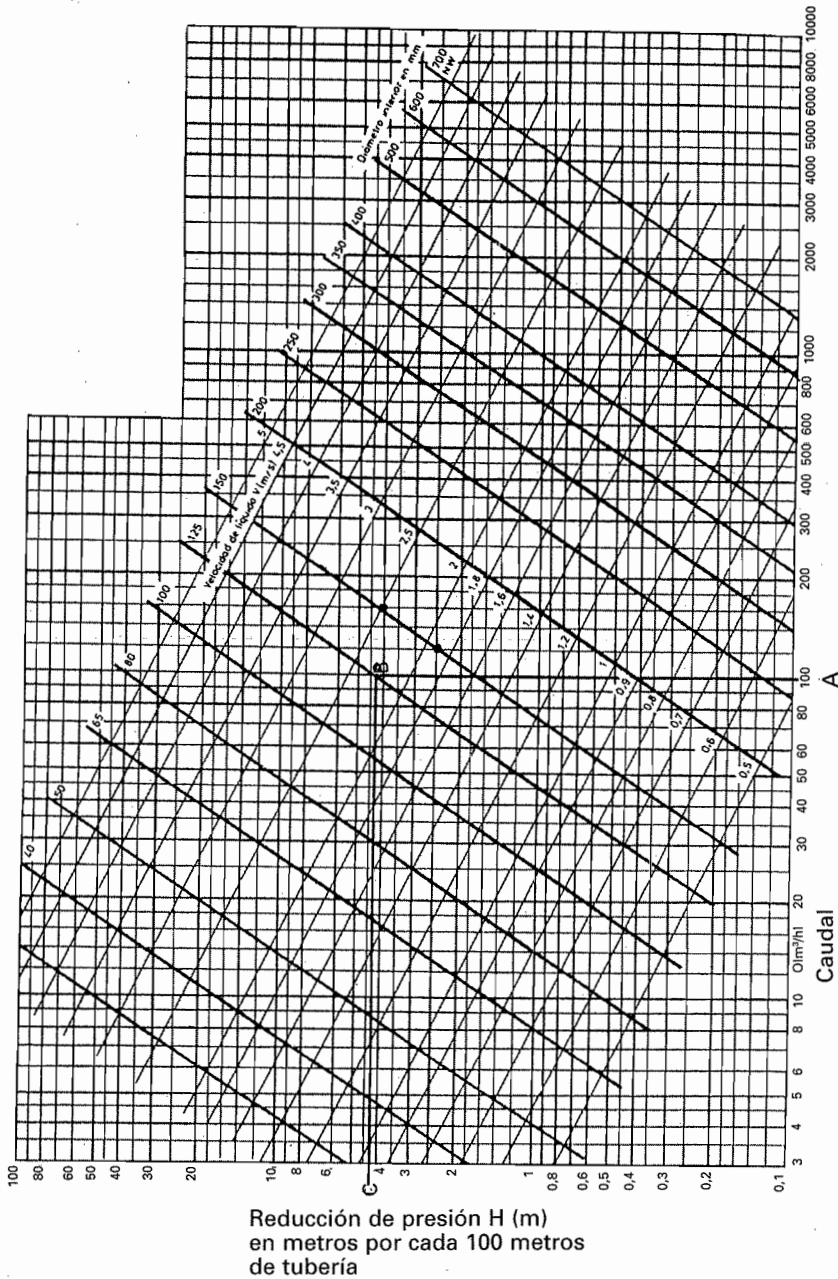


Fig. 3.1. Abaco para el cálculo de la pérdida de presión y diámetro de tubería.

Tabla 3.2. PÉRDIDA DE PRESIÓN

Pérdida de presión en m									
V	Q h	Diámetro de							
		20	25	30	40	50	70	80	100
0,5	Q h	9,4 2,4	14,7 1,9	21,2 1,5	37,7 1	59 0,8	115 0,56	151 0,46	235 0,36
0,6	Q h	11,3 3,3	17,7 2,6	25,4 2,1	45,3 1,5	70,7 1,12	138 0,78	181 0,65	282 0,5
0,7	Q h	13,2 4,4	20,6 3,4	29,7 2,7	52,9 1,9	82,5 1,5	161 1	211 0,86	329 0,67
0,8	Q h	15,05 5,6	23,6 4,3	33,9 3,4	60,4 2,5	94,5 1,9	184 1,3	241 1,1	377 0,86
0,9	Q h	16,95 6,9	26,5 5,3	38,2 4,3	68 3	106 2,4	207 1,7	272 1,4	423 1,1
1	Q h	18,8 8,3	29,5 6,4	42,4 5,1	75,5 3,7	117,7 2,9	230 2,1	302 1,7	471 1,3
1,1	Q h	20,7 9,9	32,4 7,6	46,6 6,2	83 4,4	129,5 3,4	252 2,4	332 2	518 1,6
1,2	Q h	22,6 11,7	35,4 9	50,9 7,2	90,6 5,2	141 4	276 2,9	362 2,4	565 1,9
1,3	Q h	24,5 13,5	38,3 10,4	55 8,4	98 6	153 4,7	299 3,3	392 2,8	612 2,2
1,4	Q h	26,35 15,4	41,3 11,9	59,3 9,6	105,5 6,9	165 5,4	302 3,8	422 3,2	660 2,5
1,5	Q h	28,25 17,4	44,2 13,5	63,6 10,9	113 7,8	176,5 6,1	345 4,4	452 3,6	707 2,8
1,6	Q h	30,1 19,6	47,1 15,3	67,8 12,4	121 8,9	188,5 6,9	368 4,9	483 4,1	753 3,2
1,7	Q h	32 21,9	50,1 17,2	72 13,9	128 10	200 7,8	392 5,4	513 4,6	800 3,6
1,8	Q h	33,9 24,2	53 19,1	76,3 15,4	136 11,1	212 8,7	415 6	543 5,1	848 4
1,9	Q h	35,8 26,8	56 21	80,5 17	143,5 12,3	224 9,6	438 6,8	573 5,6	895 4,4
2	Q h	37,7 29,5	59 23	84,8 18,6	151 13,4	235,5 10,5	461 7,5	603 6,2	943 4,9
2,1	Q h	39,5 32,2	62 25,1	89 20,4	158,5 14,8	247,5 11,5	484 8,2	633 6,8	990 5,4
2,2	Q h	41,5 35	64,9 27,3	93,2 22,3	176 16,2	259 12,5	507 9,1	663 7,4	1.036 5,9

TUBERÍAS PARA DIVERSOS CAUDALES DE AGUA

por cada 100 m de tubería recta

tubería en milímetros

125	150	175	200	250	300	350	400	450	500
369 0,28	530 0,23	723 0,19	940 0,16	1.480 0,13	2.120 0,105	2.880 0,089	3.770 0,076	4.780 0,067	5.890 0,23
442 0,39	636 0,32	887 0,27	1.130 0,23	1.770 0,18	2.540 0,15	3.460 0,12	4.520 0,11	5.730 0,096	7.060 0,086
516 0,52	742 0,43	1.010 0,36	1.315 0,31	2.070 0,24	2.960 0,2	4.040 0,17	5.270 0,15	6.690 0,13	8.250 0,12
590 0,67	848 0,55	1.155 0,46	1.505 0,4	2.360 0,31	3.390 0,26	4.620 0,22	6.030 0,19	7.650 0,17	9.420 0,15
664 0,84	955 0,69	1.300 0,58	1.695 0,5	2.660 0,39	3.810 0,32	5.200 0,27	6.780 0,24	8.600 0,21	10.600 0,19
737 1	1.060 0,84	1.445 0,71	1.880 0,61	2.950 0,48	4.230 0,4	5.770 0,34	7.530 0,29	9.550 0,26	11.770 0,23
811 1,2	1.165 1	1.585 0,85	2.070 0,74	3.250 0,58	4.650 0,48	6.350 0,4	8.290 0,35	10.500 0,31	12.950 0,28
885 1,5	1.272 1,2	1.730 1	2.260 0,87	3.550 0,69	5.080 0,56	6.930 0,48	9.040 0,42	11.450 0,37	14.140 0,32
960 1,71	1.378 1,4	1.875 1,15	2.450 1	3.840 0,8	5.500 0,66	7.500 0,56	9.800 0,49	12.400 0,43	15.320 0,38
1.032 2	1.473 1,6	2.020 1,3	2.635 1,17	4.140 0,92	5.920 0,76	8.090 0,64	10.530 0,56	13.370 0,5	16.500 0,44
1.106 2,25	1.590 1,82	2.165 1,5	2.825 1,34	4.430 1,05	6.350 0,87	8.660 0,74	11.300 0,64	14.320 0,57	17.680 0,51
1.180 2,55	1.695 2,05	2.310 1,7	3.010 1,53	4.730 1,18	6.770 0,99	9.240 0,84	12.050 0,72	15.270 0,64	18.850 0,58
1.253 2,85	1.802 2,3	2.455 1,95	3.200 1,7	5.020 1,33	7.190 1,11	9.820 0,94	12.800 0,81	16.230 0,73	20.030 0,65
1.327 3,15	1.905 2,6	2.600 2,2	3.390 1,9	5.320 1,48	7.610 1,24	10.380 1,05	13.550 0,91	17.200 0,81	21.200 0,73
1.400 3,45	2.015 2,85	2.740 2,45	3.580 2,1	5.610 1,64	8.040 1,38	10.960 1,17	14.300 1,01	18.150 0,9	22.400 0,81
1.475 3,8	2.120 3,17	2.885 2,7	3.765 2,33	5.910 1,8	8.460 1,52	11.540 1,3	15.060 1,12	19.100 0,99	23.570 0,89
1.548 4,2	2.225 3,5	3.030 2,95	3.955 2,55	6.200 2	8.890 1,68	12.100 1,43	15.810 1,22	20.050 1,08	24.750 0,98
1.620 4,6	2.330 3,85	3.175 3,25	4.145 2,8	6.500 2,2	9.300 1,85	12.700 1,56	16.570 1,34	21.000 1,18	25.930 1,08

Tabla 3.2. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN TUBERÍAS PARA

Pérdida de presión en metros									
V	Q h	Diámetro de							
		20	25	30	40	50	70	80	100
2,3	Q h	43,3 38	67,9 29,7	97,5 24,2	173,5 17,7	271 13,6	530 9,8	694 8,1	1.082 6,4
2,4	Q h	45,2 42,1	70,8 32,1	101,5 26,2	181 19,1	282,5 14,7	553 10,6	724 8,8	1.130 6,9
2,5	Q h	47,1 45	73,7 34,7	105,8 28,3	189 20,5	294,5 16	576 11,4	755 9,6	1.178 7,5
2,6	Q h	49 48,3	76,6 37,3	110 30,4	196 22,2	306 17,2	599 12,3	785 10,4	1.225 8,1
2,7	Q h	50,9 51,7	79,6 40	114,3 32,5	204 23,8	318 18,5	622 13,2	815 11,2	1.271 8,7
2,8	Q h	52,7 55,2	82,6 42,5	118,5 34,8	211,5 25,5	330 19,9	645 14	845 12	1.320 9,3
2,9	Q h	54,6 58,7	85,5 45,1	123 37,1	219 27,1	342 21,3	668 15,2	875 12,8	1.365 10
3	Q h	56,5 62,9	88,5 47,9	127 39,6	226,5 28,8	354 22,6	691 16,3	905 13,6	1.414 10,7

Q = Caudal, en litros/mín.
v = velocidad del agua, en m/s.
d = diámetros del tubo, en milímetros.
h = pérdida de presión en metros columna de agua por 100 m. tubería recta

NOTA: Para otras tuberías, que no sean internamente lisas, multiplicar por los coeficientes correctores siguientes:
0,8 para tubería de acero laminado nueva.
1,25 para tubería de acero ligeramente rugosa.
0,65 para tubería de PVC.
1,25 para tubería de fibro-cemento.

Dicho ábaco sirve tanto para hallar la pérdida de presión como el diámetro de tubería partiendo de una velocidad de circulación dada.

Un ejemplo nos orientará sobre el manejo del ábaco.

EJEMPLOS

Calcular la pérdida de carga

Supongamos que tenemos 378 m de tubería de 125 mm Ø interior por la que pasa un caudal (Q) de 100 m³/h, habiéndonos dado una velocidad de líquido aproximada de 2,3 m/s.

DIVERSOS CAUDALES DE AGUA (Continuación)

por cada 100 m de tubería recta									
tubería en milímetros									
125	150	175	200	250	300	350	400	450	500
1.695 5	2.440 4,15	3.320 3,5	4.330 3,05	6.800 2,4	9.730 2,03	13.270 1,7	17.310 1,46	21.950 1,28	27.100 1,18
1.770 5,45	2.545 4,55	3.460 3,8	4.520 3,3	7.090 2,62	10.140 2,21	13.850 1,85	18.090 1,58	22.900 1,39	28.300 1,28
1.843 5,9	2.650 4,9	3.610 4,1	4.710 3,58	7.390 2,84	10.570 2,4	14.420 2	18.820 1,7	23.880 1,5	29.450 1,4
1.915 6,35	2.755 5,25	3.755 4,4	4.900 3,85	7.680 3,07	11.000 2,59	15.000 2,17	19.590 1,84	24.820 1,62	30.630 1,51
1.990 6,85	2.860 5,65	3.900 4,75	5.090 4,15	7.980 3,3	11.410 2,78	15.590 2,34	20.340 1,98	25.800 1,74	31.820 1,62
2.060 7,35	2.970 6,05	4.040 5,1	5.280 4,45	8.270 3,56	11.830 2,98	16.160 2,51	21.090 2,13	26.730 1,88	33.000 1,74
2.140 7,85	3.075 6,45	4.190 5,5	5.460 4,75	8.560 3,82	12.250 3,19	16.730 2,7	21.480 2,3	27.700 2,03	34.200 1,87
2.210 8,4	3.180 6,9	4.330 5,9	5.650 5,1	8.850 4,1	12.690 3,4	17.310 2,9	22.600 2,5	28.650 2,2	35.350 2

Buscaremos en las abscisas los 100 m³/h (punto A) y subiendo en recto hasta cortar la diagonal del diámetro de tubería de 125 mm Ø (punto B). En esa intersección una horizontal (punto C) nos indicará la pérdida de presión que es aproximadamente de 4,3 metros por cada 100 metros de tubería.

La pérdida de presión total en los 378 metros de tubería serán:

$$\frac{4,3 \cdot 378}{100} = 16,25 \text{ m}$$

Velocidad del líquido

Si conjugamos el diámetro de tubería y el caudal, por el ábaco, igualmente podemos llegar a saber la velocidad que tenemos en el líquido recordando siempre lo dicho en el punto 3.3.3. Una vez hallada la velocidad, determinaremos si ésta entra dentro de lo establecido, en caso contrario, habrá que volver a tantear hasta encontrar una velocidad que se encuentre dentro de los límites fijados.

Calcular el diámetro de tubería

Con el mismo ejemplo anterior, y tomando como base la velocidad del líquido que sería de 2,3 m/s, buscaremos el caudal en abscisas $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ (punto A) hasta la intersección con la velocidad $v = 2,3 \text{ m/s}$ (punto B) y siguiendo la diagonal hallaremos el diámetro que sería de 125 mm $\varnothing$.

Siempre se ha de armonizar la velocidad con la pérdida de presión para encontrar el diámetro de tubería, como venimos haciendo hincapié a lo largo del libro.

A continuación, añadimos el ábaco de la figura 3.2 que también nos puede calcular la pérdida de carga unitaria o hallar cualquier factor que intervenga en el cálculo de tuberías, como son la velocidad y el diámetro, conocido el caudal, con tan solo trazar una línea de unión, como se observa en el gráfico.

Equivalencias entre tuberías o reglas aproximadas de interpolación

Se establecen ciertas equivalencias en tuberías que nos permiten obtener datos sobre otras tuberías. Así, las principales son:

- 1) **A diámetro constante** la pérdida de carga (P_c) es proporcional al cuadrado de la capacidad (Q).

$$\frac{P_c}{P_{c_1}} = \frac{Q^2}{q^2}$$

EJEMPLO

Si 500 l/min nos producen una pérdida de carga de 8,33 % en tubería de 3" ¿qué pérdida de carga se producirá cuando pasen 1000 l/min?

$$P_c = P_{c_2} \frac{Q^2}{q^2} = 8,33 \frac{1000^2}{500^2} = 33,32 \%$$

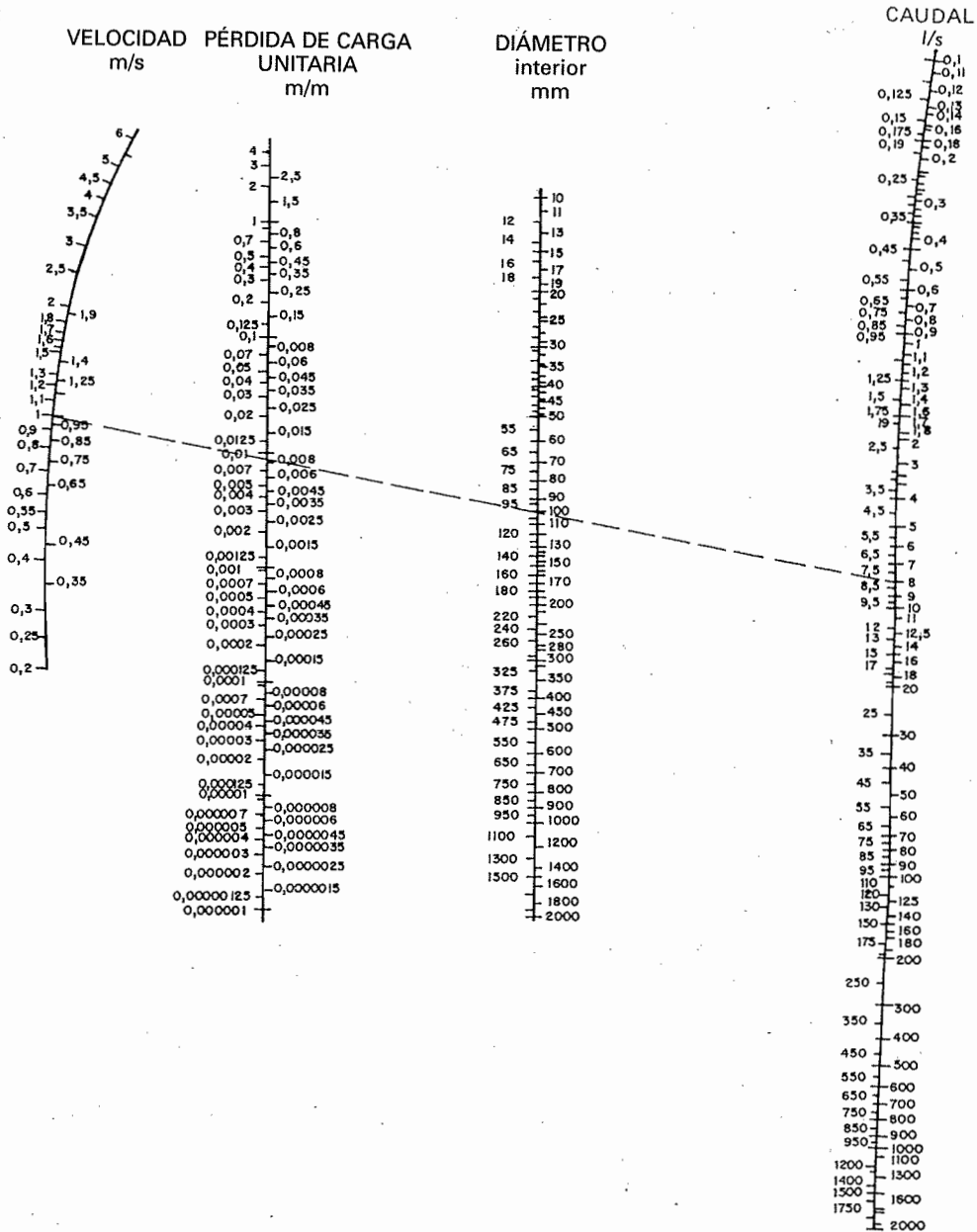


Fig. 3.2. Ábaco para el cálculo de los factores que intervienen en una tubería

- 2) A **capacidad constante** la pérdida de carga es inversamente proporcional a la quinta potencia del diámetro de la tubería.

$$\frac{P_c}{P_{c_1}} = \frac{1/D^5}{1/d^5} \quad \text{o bien} \quad \frac{P_c}{P_{c_1}} = \frac{d^5}{D^5}$$

EJEMPLO

Para 1000 l/min con tubería de 4" Ø la pérdida de carga es 7,5 %. ¿Qué pérdida de carga se producirá con tubería de 3" Ø ?

$$P_{c_1} = P_c \frac{d^5}{D^5} = 7,5 \frac{4^5}{3^5} = 31,6 \%$$

3.3.5. Pérdida de carga en accesorios

La pérdida de presión en accesorios puede averiguarse mediante ábacos o tablas conforme el tipo de accesorios y sus dimensiones, expresándose la pérdida de carga en **metros de tubería recta equivalente**, que habrá que añadir a la longitud real de la tubería para darnos una longitud total, que multiplicada por la pérdida de carga unitaria nos dará la pérdida de carga total.

En la tabla 3.3 que sigue, se inserta, de una manera fácil, las pérdidas de presión que pueden admitirse en los accesorios, equiparándolas, aproximadamente, a los metros de tubería recta a que equivalen las pérdidas de carga en los accesorios que se citan.

Tabla. 3.3. METROS DE TUBERÍA RECTA EQUIVALENTE

Válvulas de pie	se toman 15 m tubería
Válvulas de retención	se toman 10 m tubería
Válvulas de compuerta	se toman 10 m tubería
Curvas, codos (90°)	se toman 5 m tubería
Conos difusores	se toman 5 m tubería

EJEMPLO

Aceptemos que en la **impulsión** se ha previsto una tubería de 150 mm Ø interior, con una longitud de 210 m, y que tiene un coeficiente del 1,80 % de pérdidas

de carga. Dicha tubería lleva montados diferentes accesorios (válvula de retención, válvula de compuerta, 1 cono difusor y 3 curvas de 90°) y deseamos conocer la pérdida de carga total.

Fijándonos en la tabla 3.3 tendremos:

— Longitud de impulsión	210 m
— 1 válvula de retención	10 m
— 1 válvula de compuerta	10 m
— 1 cono difusor concéntrico	5 m
— 3 curvas de 90°	15 m
Total.....	250 m

Por consiguiente, y teniendo una pérdida de carga del 1,80 %, el total será:

$$\frac{250 \cdot 1,80}{100} \quad 4,5 \text{ metros de pérdida de carga.}$$

Igualmente haremos para la **aspiración**.

3.3.6. Símbolos normalizados

A continuación se incluyen algunas representaciones de símbolos normalizados para representación gráfica en planos como una ayuda a los técnicos que dibujen esquemas de las instalaciones hidráulicas (fig.3.3).

Elementos de sistema de tuberías	
Tubería con bridas	
Codo 90° con bridas	
Codo 45° con bridas	
Tubo recto con brida	

Fig. 3.3. *Símbolos normalizados para representación gráfica en planos*

TUBERÍAS

Pieza de conexión con brida	
Pieza de reducción con brida	
Pieza de reducción excéntrica con brida	
Pieza en forma de T con bridas	
Codo de 90° con bridas y pata soporte	
Tubería en forma de Y	
Brida ciega	
Juntas de expansión	
Juntas de expansión, en general	
Codo de expansión en U	
Codo de expansión en lira	
Fuelle de expansión	
Dispositivos de cierre	
Válvula de cierre, en general	
Válvula de cierre con función de seguridad	
Válvula de compuerta	
Válvula de mariposa	

Fig. 3.3. Símbolos normalizados para representación gráfica en planos (Continuación)

Válvula de esfera, recta	
Válvula de esfera, ángulo	
Válvula de esfera, tres vías	
Válvula reductora de presión, recta	
Válvula reductora de presión, ángulo	
Grifo, recto	
Grifo, ángulo	
Grifo, tres vías	
Grifo, cuatro vías	
Válvula de retención, general	
Válvula de retención, recta	
Válvula de retención, tipo admisión, recta	
Válvula de retención, tipo admisión, ángulo	
Válvula de retención, tipo esférica	
Dispositivos de medida para	
Medida de presión	
Medida de caudal	
Medida de temperatura	

Fig. 3.3. Símbolos normalizados para representación gráfica en planos (Continuación)

TUBERÍAS

Conexión del dispositivo de medida de la temperatura	
Medida de velocidad	
Medida de vibraciones	
Máquinas y equipos	
Bomba para líquidos, general	
Bomba centrífuga	
Bomba de engranajes	
Bomba eyector	
Compresor, bomba de vacío, general	
Compresor de anillo líquido, bomba de vacío de anillo líquido	
Motor eléctrico, en general	
Intercambiador de calor, en general, de caudal cruzado	 
Intercambiador de calor, en general, de caudal no cruzado	 

Fig. 3.3. Símbolos normalizados para representación gráfica en planos (Continuación)

4

Motores

El accionamiento de las bombas centrífugas se hace, comúnmente, mediante el empleo de motores eléctricos, turbinas de vapor o motores de combustión interna, siendo el acoplamiento directo a motores eléctricos los que tienen una mayor aplicación, convirtiéndose en el accionamiento universal para las bombas centrífugas.

Los otros accionamientos, como los motores de combustión interna, las turbinas de gas y vapor, se emplean de una manera circunstancial en aquellos lugares en donde no existe energía eléctrica disponible, o como fuente de energía para grupos de emergencia. Las turbinas de vapor tienen su aplicación para mover bombas de alimentación en centrales eléctricas convencionales de grandes dimensiones y para su funcionamiento en barcos.

Antes de proseguir definiremos algunos conceptos.

Potencia eléctrica. Es la capacidad que posee un cuerpo para producir trabajo o para consumir energía.

La potencia se mide en vatios (W) que es el julio por segundo (J/s) y equivale al voltio-amperio ($V \cdot A$). El vatio se define como la potencia necesaria para que circule por un conductor una intensidad de un amperio cuando en sus extremos se aplica una diferencia de potencia de un voltio.

La expresión:

$$P = V \cdot I$$

o bien,

$$P = I \cdot R \cdot I = I^2 \cdot R$$



nos permite obtener la potencia eléctrica, siendo:

- P = potencia en vatios
- V = potencial en voltios
- I = intensidad en amperios
- R = resistencia del conductor en ohmios.

Diferencia de potencial. La diferencia de potencial entre dos puntos, A y B, de un conductor viene medida por el trabajo que precisa consumir para que pase un coulombio del uno al otro, venciendo la resistencia que opone al avance de las cargas eléctricas la porción de conductor comprendida entre ambos puntos.

La unidad para medir diferencias de potencial es el **voltio (V)** y equivale a la diferencia de potencial necesaria para mantener la corriente de un amperio a través de un conductor cuya resistencia valga un ohmio.

Resistencia (R) de un conductor es la oposición que ofrece al paso de la corriente eléctrica; su unidad es el ohmio.

La **energía eléctrica**, o consumo de energía, es el producto de la potencia por el tiempo que se está empleando.

La unidad más conocida es el kilovatio hora (kWh), que representa:

$$1 \text{ kWh} = 1000 \text{ W (vatios)} \cdot 3600 \text{ segundos} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ julios}$$

El cálculo de la energía eléctrica puede llevarse a cabo mediante la fórmula:

$$E = P \cdot t \quad \text{o} \quad V \cdot I \cdot t = I^2 \cdot R \cdot t$$

en donde,

- E = energía en julios.
- P = potencia en vatios.
- t = tiempo en segundo.
- V = potencial en voltios.
- I = intensidad en amperios.
- R = resistencia del conductor en ohmios.

Intensidad de la corriente eléctrica es la cantidad de carga eléctrica que pasa por la sección recta de un conductor en la unidad de tiempo: $I = Q / t$, donde I se mide en amperios (A), Q, flujo de carga eléctrica, en culombios (C) y t (tiempo), en segundos (s). La unidad amperio segundo (A · s) se llama coulombio y es la unidad de carga eléctrica. Si tomamos la unidad como base: 1 amperio = 1 Coulomb/s.

La intensidad de corriente que fluye por un conductor homogéneo se define por la ley de Ohm.

$$I = \frac{\Delta V}{R}$$

donde,

ΔV es la diferencia de potencial (voltios) entre los extremos del conductor y R (ohmio) su resistencia.

Para el cálculo de la intensidad (amperios) de un motor podemos aplicar las fórmulas:

Para *corriente alterna monofase*:

$$I = \frac{1000 \cdot P_m}{V \cdot \cos \varphi \cdot \eta}$$

Para *corriente alterna trifase*:

$$I = \frac{1000 \cdot P_m}{1,73 \cdot V \cdot \cos \varphi \cdot \eta}$$

Siendo para ambas fórmulas:

P_m = Potencia mecánica motor en kW.

I = Intensidad absorbida en amperios (A).

V = Tensión (diferencia de potencial) en voltios (V).

$\cos \varphi$ = factor de potencia.

η = Rendimiento.

Potencia es el trabajo realizado en la unidad de tiempo.

En el S.I la unidad de potencia es el vatio (W), que es la potencia de una máquina que realiza el trabajo de un julio en un segundo ($W = J/s$).

En la práctica se dan las siguientes equivalencias:

$$1 \text{ Kw} = 1000 \text{ W} = 1,36 \text{ CV}$$

$$1 \text{ CV} = 735,5 \text{ W} = 0,736 \text{ kW}$$

No confundir un CV (caballo de vapor) con un HP (caballo de vapor inglés) que vale:

$$1 \text{ Hp} = 746 \text{ W}$$

MOTORES

En el caso más normal de motores de corriente alterna, la velocidad está condicionada por la frecuencia (en España 50 Hz, hercios).

Para obtener la velocidad a que va a girar el motor, en función de la frecuencia, tenemos:

$$V = \frac{F \cdot 60}{P}$$

donde,

V = r.p.m. (revoluciones por minuto).

F = frecuencia en Hz.

P = número de pares de polos.

Frecuencia es el número de oscilaciones o vibraciones de un movimiento periódico por unidad de tiempo. Su unidad es el Hz (herzio).

El **rendimiento de un motor** (η) representa la relación entre la potencia P_m (potencia mecánica en el eje) suministrada por un motor eléctrico y la potencia absorbida (P).

$$\eta = \frac{P_m \text{ (kW)}}{P \text{ (kW)}}$$

La *potencia mecánica en el eje* es:

$$\text{monofase: } P_m \text{ (kW)} = \frac{V \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta}{1.000}$$

$$P_m \text{ (CV)} = \frac{V \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta}{736}$$

$$\text{trifase: } P_m \text{ (kW)} = \frac{1,73 \cdot V \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta}{1.000}$$

$$P_m \text{ (CV)} = \frac{1,73 \cdot V \cdot \cos \varphi \cdot \eta}{736}$$

La *potencia absorbida* puede calcularse mediante:

$$\text{monofase: } P \text{ (kW)} = \frac{V \cdot I \cdot \cos \varphi}{1000}$$

$$\text{trifase: } P \text{ (kW)} = \frac{1,73 \cdot I \cdot \cos \varphi}{1000}$$

El factor « $\cos \varphi$ » que nos aparece en el cálculo de la potencia activa, se le llama factor de potencia y representa la relación entre la potencia activa y la aparente. $\cos \varphi = P/S$.

El *factor de potencia* puede hallarse por intermedio de las fórmulas:

$$\text{monofase: } \cos \varphi = \frac{P_m \text{ (kW)} \cdot 1000}{V \cdot I \cdot \eta}$$

$$\cos \varphi = \frac{P \text{ (kW)} \cdot 1000}{V \cdot I}$$

$$\text{trifase: } \cos \varphi = \frac{P_m \text{ (kW)} \cdot 1000}{1,73 \cdot V \cdot I \cdot \eta}$$

$$\cos \varphi = \frac{P \text{ (kW)} \cdot 1000}{1,73 \cdot V \cdot I}$$

Entenderemos por **monofásico** a la corriente alterna de una sola fase, y por **trifásico** al sistema eléctrico formado por tres corrientes alternas engendradas por un mismo manantial, desfasadas 1/3 de período una de otra.

La forma más simple de las fuentes de corriente alterna es el sistema de una fase; en la práctica, sin embargo, se utilizan más los sistemas polifásicos. El sistema estándar es el de tres fases.

La **corriente de arranque** es mayor que la corriente nominal entre 4 y 8 veces, según la potencia del motor.

MOTORES

En la tabla 4.1 figuran valores de potencia, rendimiento, factor de potencia e intensidad para motores de corriente alterna a diferentes tensiones.

Tabla 4.1. INTENSIDADES ABSORBIDAS POR MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA

Potencia útil		Rendimiento η	$\cos \varphi$	c.a. trifásica a 50 Hz			c.a. bi-fásica 220 V	c.a. monofásica	
CV	KW			220 V	380 V	500 V		110 V	220 V
0,5	0,37	0,74	0,75	1,74	1,10	0,77	1,51	6,02	3,01
0,75	0,55	0,76	0,77	2,48	1,44	1,09	2,15	8,57	4,29
1	0,74	0,78	0,80	3,10	1,79	1,37	2,58	10,8	5,36
1,5	1,10	0,79	0,82	4,47	2,59	1,97	3,87	15,5	7,75
2	1,47	0,81	0,83	5,74	3,32	2,53	4,97	19,9	9,95
2,5	1,84	0,81	0,83	7,17	4,15	3,16	6,23	24,9	12,5
3	2,21	0,82	0,84	8,52	4,93	3,75	7,36	29,6	14,8
4	2,95	0,83	0,85	11,1	6,40	4,89	9,60	38,4	19,2
5	3,68	0,85	0,87	13,4	7,80	5,90	11,6	46,3	23,2
6	4,42	0,86	0,87	15,5	9,00	6,90	13,4	53,7	26,9
7	5,15	0,86	0,87	18,2	10,5	8,00	15,7	62,6	31,4
8	5,89	0,87	0,87	20,4	11,8	9,00	17,7	70,7	35,4
9	6,62	0,87	0,87	23,0	13,3	10,1	19,9	79,6	39,8
10	7,40	0,87	0,88	25,3	14,6	11,1	21,8	87,4	43,7
11	8,10	0,87	0,88	27,8	16,1	12,3	24,1	96,0	48,0
12	8,83	0,87	0,88	30,3	17,5	13,3	26,2	105	52,5
13	9,57	0,87	0,88	32,8	19,5	14,5	28,4	114	56,8
14	10,3	0,87	0,88	35,4	20,5	15,6	30,6	122	61,1
15	11,0	0,88	0,88	37,4	21,7	16,5	32,8	130	64,8
16	11,8	0,88	0,88	40,0	23,2	17,8	35,0	138	69,0
17	12,5	0,88	0,88	42,5	24,6	18,7	37,2	147	73,4
18	13,2	0,88	0,89	44,5	25,8	19,8	38,4	154	76,9
19	14,0	0,88	0,89	46,9	27,2	20,7	40,6	162	81,0
20	14,7	0,88	0,89	49,4	28,6	21,8	42,7	170	85,0
21	15,5	0,89	0,89	51,2	29,7	22,6	44,4	178	88,7
22	16,2	0,89	0,89	53,6	31,1	23,6	46,5	186	93,0
23	16,9	0,89	0,89	56,1	32,5	24,7	48,5	195	97,2
24	17,7	0,89	0,89	58,5	33,9	25,8	50,7	203	102
25	18,4	0,89	0,89	61,0	35,3	26,9	52,7	212	106
30	22,1	0,89	0,90	72,4	41,9	31,9	62,7	251	126
40	29,5	0,89	0,90	96,6	55,9	42,5	83,6	334	167
50	36,8	0,90	0,91	118	68,3	52,0	102	408	204
60	44,2	0,91	0,92	139	80,2	61,0	120	480	240
70	51,5	0,91	0,92	162	93,5	71,0	140	560	280
80	58,9	0,91	0,92	184	107	81,1	160	640	320
90	66,2	0,91	0,92	208	120	91,2	180	719	360
100	73,6	0,92	0,93	226	131	99,3	196	782	391
125	92	0,93	0,93	279	162	123	242	967	484
150	110	0,93	0,93	335	194	148	290	1.160	580
200	147	0,93	0,93	446	259	197	387	1.545	773

Para proteger el motor se aconseja conectarlo a la red mediante adecuados interruptores magnetotérmicos con fusibles según la forma descrita en la normativa vigente.

Es necesario que la potencia del motor sea mayor que la potencia absorbida por la bomba. A tal fin, se deberá respetar un margen de seguridad para evitar sobrecargas por posibles anomalías de suministro de fluido eléctrico, variaciones de nivel del líquido y otras causas, estando estos márgenes de seguridad reflejados en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. MÁRGENES DE SEGURIDAD PARA MOTORES.

Potencia absorbida por la bomba	Potencia motor
Hasta 1 CV.	50 % más.
de 1 a 5 CV.	30 % más.
de 5 a 10 CV.	20 % más.
de 10 a 25 CV.	15 % más.
de 25 en adelante	10 % más.

Retomando el tema diremos que el uso de motores eléctricos es el más difundido, por su economía y gran velocidad de servicio, siendo los motores eléctricos de corriente alterna los más frecuentes, 50 Hz asíncronos, pudiendo ser también de 60 Hz aunque más restringidos. Sus velocidades de giro más usuales corresponden a 3000, 1500, 1000 y 750 r.p.m (revoluciones por minuto), de acuerdo con el número de pares de polos, 1, 2, 3, 4, contándose entre los más comunes los motores que corresponden a 1450 r.p.m. (4 polos) y a 2900 r.p.m. (2 polos). La velocidad real viene en función de la cuantía del deslizamiento que depende del tipo de motor, potencia y tensión en la red.

Los motores de inducción (motores asíncronos) constituyen el accionamiento más frecuente de las bombas centrífugas. En la gama de funcionamiento de alrededor de 1 kW, se usan motores monofásicos de inducción casi exclusivamente, pero por encima de 1 kW, hasta alcanzar los 8-10 MW, se emplean motores alternos, trifásicos de inducción dependiendo de la velocidad de giro y del tipo de construcción.

Los motores más frecuentes son de doble jaula de ardilla y el de rotor bobinado, que presentan un par de arranque elevado y corriente de arranque elevada en el primero y baja en el segundo.

Normalmente los motores eléctricos que accionan las bombas son para una frecuencia de 50 Hz y las siguientes tensiones normalizadas:

- Monofásicos: 220 V.
- Trifásicos con posible conexión en estrella/triángulo: 220/380 V o 380/660 V.

MOTORES

— Trifásicos con posibilidad únicamente de arranque directo: 380 V.

Para motores con potencia menor de 5,5 CV, el arranque es directo. Para potencias mayores de 5,5 CV, el motor se debe arrancar en estrella/triángulo.

El arranque de un motor trifásico en conexión estrella/triángulo (λ - Δ) tiene la finalidad de reducir la intensidad absorbida por el motor durante el período de arranque.

Si el arranque del motor se hiciera de forma directa absorbería de 5 a 7 veces la intensidad nominal. Sin embargo, cuando el arranque se hace en conexión estrella/triángulo la intensidad absorbida durante el período de arranque se reduce a 1,6 a 2,3 veces la intensidad nominal.

Al pulsar el mando de marcha, el motor arranca en conexión estrella, con lo que la tensión que soportan los bobinados será de $V_f = V_L/\sqrt{3}$. Cuando el motor adquiere la velocidad nominal se pasa por medio de un temporizador, reglado convenientemente, a la conexión triángulo, en la que la tensión de los bobinados quedará $V_f = V_L$.

Los requisitos previos para un arranque estrella-triángulo satisfactorio son:

- El motor sólo podrá ser cargado durante el arranque, hasta un máximo de 1/3 de su par de arranque.
- Debe permitirse que el motor alcance una velocidad de aproximadamente el 90 % de la nominal en conexión estrella.
- El cambio de conexión estrella a conexión triángulo, no debe producirse ni demasiado pronto ni demasiado tarde (cuando el cambio se produce demasiado pronto, la corriente alcanza unos valores similares a los del arranque directo).
- El intervalo entre la desconexión de la estrella y la conexión del triángulo, igualmente no deberá ser ni demasiado corto ni demasiado largo.
- En motores asíncronos, el consumo de potencia de un motor eléctrico, que está en función de la corriente y de la tensión de línea, es mayor que su potencia de salida, por causa de las pérdidas de potencia.

Con respecto a la parte eléctrica, hay que asegurarse de que la tensión disponible es la que corresponde al motor, y de que ésta se encuentra conectada en la placa bornes en la posición requerida para la misma. Igualmente, antes de la definitiva puesta en marcha hay que comprobar el sentido de giro.

El acoplamiento entre el motor y la bomba se realizará preferentemente en directo. Hay que evitar los reductores y variadores de velocidad, pues ello supone una

disminución de rendimiento y la introducción de un tercer elemento que constituyen una inversión y mantenimiento adicional.

Para grupos pequeños, el acoplamiento puede ser rígido, montados directamente en monobloc o por acoplamiento elástico o mediante platos, y, en casos especiales, se pueden estudiar platos de acoplamiento de otro tipo.

Como final, y teniendo presente que es fundamental para la elección del conductor adecuado sus condiciones de ambiente y elegir una sección conveniente para la intensidad que va a transportar, se incluye la tabla 4.3 para determinar la sección apropiada del cable de alimentación en función de su longitud y la potencia del motor, dando, igualmente, la tabla 4.4 que facilita la potencia para generadores.

Por otra parte, la figura 4.1 muestra el conjunto bomba centrífuga de eje horizontal, con aspiración axial e impulsión radial hacia arriba, movida por motor eléctrico normalizado, teniendo sentido de giro a derechas visto desde el lado de accionamiento.

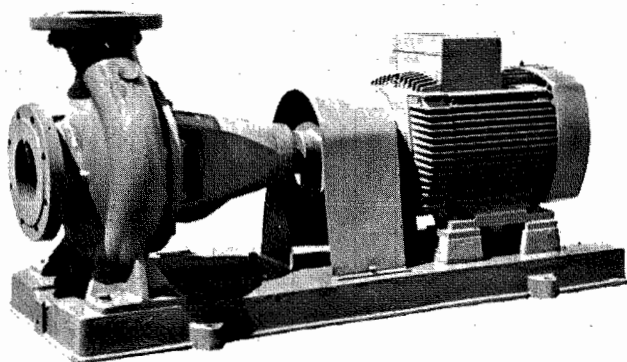


Fig. 4.1. *Conjunto bomba centrífuga y motor*

Tabla 4.3. SECCIONES DE CABLES DE ALIMENTACIÓN EN FUNCIÓN DE SU LONGITUD Y LA POTENCIA DEL MOTOR

Motor monofásico 220 V													
Potencia (C.V.)	DIMENSIONES												
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200			
0,33	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5			
0,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5			
0,75	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4			
1	1,5	2,5	2,5	2,5	2,5	4	4	4	4	4			
1,5	1,5	2,5	2,5	4	4	4	4	4	4	4			
2	1,5	2,5	4	6	6	6	6	6	10	10			
3	2,5	4	6	10	10	10	16	16	25	25			

Motor trifásico - arranque directo																					
Potencia (C.V.)	METROS DE CABLE																				
	50			100			150			200			300			400			500		
	220 V.	380 V.		220 V.	380 V.		220 V.	380 V.		220 V.	380 V.		220 V.	380 V.		220 V.	380 V.		220 V.	380 V.	
0,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	4	2,5	4	2,5	4	2,5
0,75	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	10	2,5	10	2,5	10	4
1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	10	2,5	10	2,5	10	4
1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	16	4	16	4	16	4
2	2,5	1,5	4	1,5	6	1,5	10	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	16	4	16	4	16	6
3	2,5	1,5	4	1,5	6	1,5	10	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	16	6	16	6	25	10
4	4	2,5	6	2,5	6	4	10	6	2,5	10	4	16	6	16	6	16	10	35	16	35	16
5,5	4	2,5	6	2,5	10	4	10	6	16	10	4	16	10	25	10	25	16	35	16	50	25
7,5	6	4	10	6	16	6	16	6	16	10	10	25	10	35	16	50	25	50	25	50	25

Tabla 4.3. SECCIONES DE CABLES DE ALIMENTACIÓN EN FUNCIÓN DE SU LONGITUD Y LA POTENCIA DEL MOTOR.
(Continuación)
Motor trifásico - arranque estrella - triángulo

Potencia (C.V.)	METROS DE CABLE											
	50		100		150		200		300		400	
	220/380V.	220/380V.	220/380V.	220/380V.	220/380V.	220/380V.	220/380V.	220/380V.	220/380V.	220/380V.	220/380V.	220/380V.
7,5	2	1,5	6	2,5	10	2,5	10	4	16	6	—	10
10	4	1,5	6	2,5	10	4	16	6	25	10	—	16
15	6	2,5	10	4	16	6	25	10	—	16	—	25
20	6	2,5	10	4	16	6	25	10	—	16	—	—
25	10	4	16	6	25	10	35	10	—	25	—	—

Tabla 4.4. POTENCIAS PARA GENERADORES

Valores mínimos en kW (kilowatios) y en kVA (kilovoltio-amperio) necesarios para arrancar un motor en función de la potencia en CV del mismo

Potencia del motor monofásico o trifásico en CV	0,5	0,8	1	1,5	2	3	5	7,5	10	15	20	25	30
Potencia mínima de generador en kW	1,5	2	2,5	3,5	4	6	9	12,5	15	22,5	30	40	45
Potencia mínima de generador en kVA	2	2,5	3	4,5	5	7,5	11	15,5	18,5	28	37,5	50	56

5

Instalación y mantenimiento

Las bombas centrífugas son máquinas sencillas y no precisan de unas condiciones especiales para su puesta en marcha, aunque sí es obligado tomar determinadas precauciones tanto en su emplazamiento como en su funcionamiento, dando, seguidamente, aquellos requerimientos más sobresalientes, pero, como siempre, no se pondrá en marcha la bomba sin leer antes las instrucciones específicas del fabricante, a pesar de que el sistema básico de funcionamiento en todas las bombas es igual, su forma y diseño varían según las distintas versiones constructivas.

5.1. INSTALACIÓN

La bomba deberá ser colocada de manera que sea fácilmente accesible para inspección durante la operación, si bien, dando preferente atención a la conveniencia de simplificar la disposición de las tuberías de descarga.

Para las bombas grandes, con carcasa y rotores pesados, es conveniente disponer de un amplio espacio por encima de la bomba para permitir el uso de una grúa u otro aparato de elevación con suficiente capacidad para mover las partes más pesadas de la unidad.

Se impone que la bomba se emplace tan cerca como sea posible de la fuente de aspiración, para que las pérdidas de carga y elevación sean mínimas.

El emplazamiento de la bomba será el adecuado con vistas a obtener el máximo

NPSH disponible, situándola lo más cerca posible del nivel inferior del líquido. Es decir, la elevación de la bomba debe ser verificada en función del NPSH.

La altura de aspiración debe mantenerse dentro de los límites de aspiración para los que se comercializó la bomba. Si por cualquier razón deben cambiarse las condiciones de funcionamiento originales de la bomba, consúltese con el fabricante.

Antes de la puesta en servicio de una bomba centrífuga hay que asegurarse de que está perfectamente cebada, pues es una condición indispensable para su correcto funcionamiento.

Cebar una bomba centrífuga significa extraer el aire, gas o vapor de la tubería de aspiración y del cuerpo. Las partes internas de la bomba cuya lubricación depende del líquido pueden agarrotarse si el cuerpo no está completamente lleno de líquido antes de iniciar la operación de puesta en marcha.

Se dice, pues, que una bomba centrífuga está cebada cuando el cuerpo de bomba, el impulsor y la tubería de aspiración están completamente llenas del líquido que se ha de bombear.

Se insiste en que la operación de puesta en marcha de una bomba centrífuga que no está bien cebada es peligroso para la propia bomba, y el rodete puede resultar dañado seriamente. Por ello, es importante comprobar que la bomba está cebada antes de arrancarla.

Según que la bomba tenga aspiración positiva o negativa, el problema de cebado es distinto.

Con una altura de aspiración positiva en la bomba (presión), el cebado se lleva a cabo de la siguiente manera:

1. Abrir todas las válvulas de aspiración para que el líquido entre en la tubería y en el cuerpo, y cerrar las válvulas de descarga.
2. Aflojar el tapón de purga situado en la brida de impulsión para dar salida a todo el aire contenido.
3. Cuando el líquido fluya como una corriente continua (sin burbujas de aire), la bomba estará cebada y puede ponerse en marcha.

Si la bomba tiene aspiración negativa, el problema es distinto, y para su solución únicamente existe el remedio de emplear un aparato capaz de producir un vacío superior al que reina dentro de la bomba. Con este fin se emplean eyectores que se ponen en el conducto de impulsión, antes de la válvula de descarga, y también bombas de vacío del tipo de anillo líquido.

El cebado con eyector se hace de esta manera:

1. Abrir la válvula de aspiración y cerrar la válvula de descarga.
2. Poner en marcha el eyector para extraer todo el aire de la bomba y de la línea de aspiración.
3. Cuando la tubería de salida del eyector expulse el líquido de una manera continua, la bomba estará cebada y puede ponerse en marcha.
4. Para asegurarse de que no se pierde el cebado, se dejará funcionar el eyector hasta que la bomba esté en marcha y haya alcanzado la velocidad de funcionamiento. Una corriente continua de líquido indicará que se mantiene el cebado.

El cebado mediante una bomba de vacío es similar al procedimiento utilizado con el eyector.

El funcionamiento de las bombas centrífugas es muy seguro y silencioso, para ello es necesario que la base esté realizada de manera que evite vibraciones que den origen a desplazamientos de bomba o motor, con las consiguientes perturbaciones por falta de alineación.

La base del conjunto (bomba y motor) debe descansar sobre una placa de hormigón u otro material, que debe ser completamente lisa y horizontal, que pueda suministrar un soporte rígido a toda el área de la bomba o del soporte del motor y que absorba los esfuerzos y choques que pueden producirse durante el servicio, estando los cimientos de hormigón contruidos sobre terreno sólido.

Todas las bases, hasta la más robusta son elásticas, por tanto, es necesario volver a alinear las unidades en el lugar de la instalación. La exacta alineación de la bomba con su eje de accionamiento es esencial para su buen funcionamiento cualquiera que sea el tipo de acoplamiento utilizado.

Una mala alineación de la bomba daría lugar a graves desgastes en el interior de la misma. Además, debe volverse a comprobar la alineación después que a la bomba le han sido fijadas las uniones de las tuberías.

Las tuberías deben soportarse independientemente de la bomba para evitar esfuerzos o tensiones sobre la carcasa o caracol de la bomba durante su funcionamiento. Se debe procurar que la bomba no tenga que soportar el peso de las tuberías.

Si la bomba o su conjunto han de soportar temperaturas bajo cero, hay que vaciar el agua durante los períodos de inactividad.

Las electrobombas centrífugas, monocelulares horizontales, de aspiración axial e impulsión radial, pueden montarse con el eje en cualquier posición: horizontal, inclinado o vertical, pero **nunca con el motor hacía abajo**; mostrándose en la figura

5.1 las posiciones de montaje posibles en bombas entre 1 y 30 CV de potencia para el bombeo de fluidos generalmente limpios.

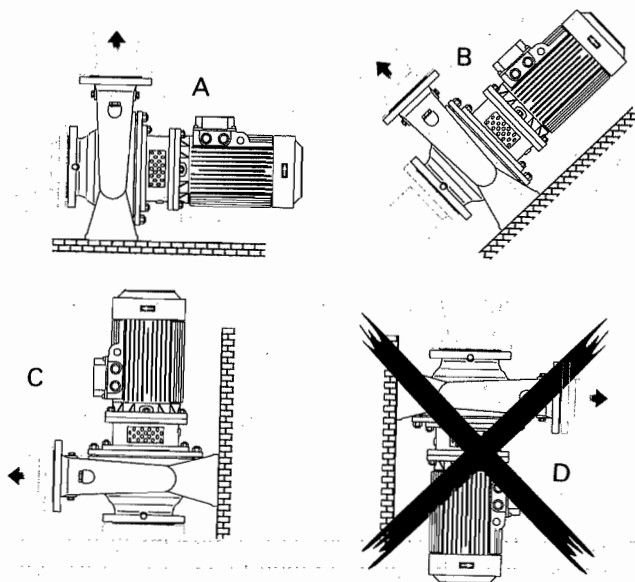


Fig. 5.1. Posiciones de montaje.

A. Posición horizontal. B. Posición inclinada. C. Posición vertical. D. Posición prohibida.

En algunas circunstancias, si la construcción del cuerpo es en voladizo y en función del tamaño del motor, aparte de la posición de montaje, puede orientarse la brida de impulsión en distintas direcciones bien en ángulo de 45° o 90° a uno u otro lado, consiguiendo hasta cinco maneras diferentes de orientar la impulsión.

Tubería de aspiración

La experiencia demuestra que la mayoría de los problemas de bombeo son debidos a un mal diseño de las tuberías de aspiración y a las malas condiciones de la aspiración misma.

El principal problema que puede aparecer en una instalación de bombeo es que en el conducto de aspiración no se cumplan las condiciones necesarias de NPSH para un buen funcionamiento de la bomba, siendo necesario verificar tal valor. Como ya sabemos, hay dos valores de NPSH: el NPSH requerido por la bomba para funcionar correctamente y el NPSH disponible proporcionado por el sistema hidráulico.

El NPSH requerido, que depende del tamaño de la bomba y de su caudal, es dado en las especificaciones aportadas por el fabricante; siendo siempre necesario verificar que el NPSH disponible sea superior al NPSH requerido.

Si el NPSH es insuficiente, la bomba cavitara, su funcionamiento será ruidoso, la altura y el caudal serán reducidos y el rendimiento, por consiguiente, malo.

Por otro lado, el buen funcionamiento de las bombas depende en gran parte del diseño de la tubería de aspiración que debe ser recta, lo más corta posible y ser completamente estanca a las entradas de aire por juntas, y tiene que estar colocada de manera que no lleve puntos altos que retengan bolsas de aire que provocarían perturbaciones, es decir, la tubería de aspiración debe montarse siempre en posición ascendente hacia la bomba.

Evitar los ensanchamientos o estrechamientos bruscos y utilizar conos difusores excéntricos cuya parte superior permanezca horizontal. Procurar también no colocar seguidos dos codos en planos diferentes, y es muy importante purgar todo el aire de las tuberías.

El diámetro de la tubería de aspiración es, por lo general, de una a dos veces el agujero de la brida de aspiración de la bomba y se realizará el acoplamiento mediante una pieza de cono excéntrico, que evite la formación de bolsas de aire. Cuando haya tramos horizontales, éstos deberán tener una pendiente del 2 por 100 como mínimo y disponer de una longitud recta, la suficiente para regularizar la corriente líquida, antes de su entrada en el impulsor.

Sin embargo, el diámetro nominal de la brida de aspiración de la bomba no debe servir como referencia para la elección del diámetro de la tubería de aspiración. Habrá que tener presente para su elección las pérdidas de carga y, como consecuencia, aceptar las tuberías recomendadas en las tablas de cculo, teniendo en cuenta que la velocidad de circulación del agua no debe sobrepasar los 2 metros por segundo.

En el extremo inferior de la tubería de aspiración ir montada la válvula de pie (fig. 5.2), situándola a una profundidad conveniente (de 0,9 a 1,8 metros), para evitar la toma de aire como consecuencia de formación de vrtice; haciendo la salvedad de que dicho extremo de aspiración no deberá encontrarse demasiado cerca del fondo para prevenir que aspire fango, arena, sólidos o cualquier cuerpo extraño, lo cual llevaría a la bomba a un prematuro desgaste o a cualquier otra avería.

La válvula de pie se instalará en todas las bombas excepto para las denominadas **autoaspirantes o autocebantes** que no necesitan ser cebadas, por lo que se puede suprimir la válvula de pie.

Las válvulas de compuerta con husillo vertical se montarán con el husillo en posición horizontal, ya que de lo contrario se pueden formar bolsas de aire. Durante el servicio, la válvula de la tubería de aspiración estará totalmente abierta.

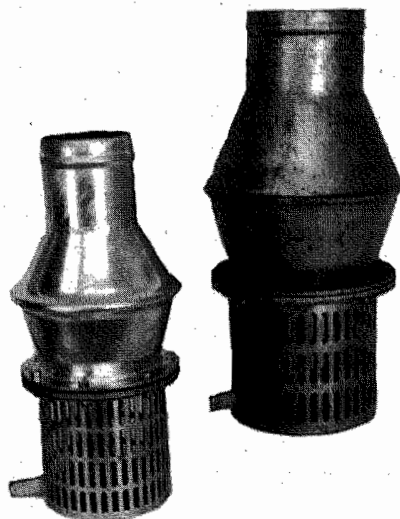


Fig. 5.2. *Válvulas de pie.*

Tubería de impulsión

El diámetro de la tubería de impulsión lo elegiremos en función de la pérdida de carga y de acuerdo con los diámetros de tuberías recomendados en las tablas, teniendo presente que la velocidad de circulación del agua por el interior de la tubería no debe sobrepasar los 3 metros por segundo. Por consiguiente, no nos debe servir de guía el diámetro nominal de la brida de impulsión de la bomba.

En general, una válvula de retención y una válvula de paso serán montadas sobre la tubería de impulsión. En instalaciones de una altura geométrica superior a los 15 metros y donde la longitud o recorrido de la tubería sea elevada, se aconseja colocar una válvula de retención para que, ante una repentina parada de la bomba por corte de corriente u otra causa, la columna de agua de toda la tubería de impulsión se contenga y no produzca el golpe de ariete que pueda estropear la bomba.

La válvula de paso, que será de compuerta, irá montada a la salida de la bomba para regular el caudal al valor deseado y evitar, en un caso dado la sobrecarga del motor de accionamiento. Dicha válvula, con la válvula de compuerta montada en la tubería de carga y que estará abierta durante el servicio, sirve para cortar el paso del agua y soltar la bomba cuando sea necesario.

La figura 5.3 muestra de una manera esquemática la disposición general de la instalación de una bomba centrífuga.

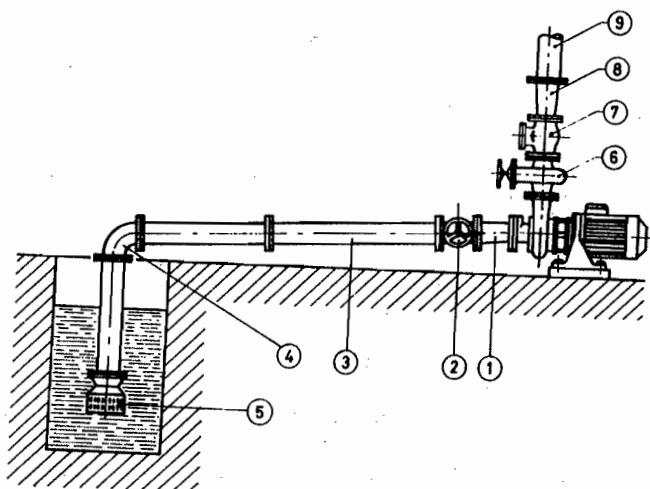


Fig. 5.3. Esquema general del montaje de la instalación de una bomba centrífuga.

1. Cono difusor excéntrico. 2. Válvula de compuerta con husillo en posición horizontal. 3. Tuberías de aspiración en posición ascendente hacia la bomba. 4. Curva de radio amplio. 5. Válvula de pie. 6. Válvula de compuerta. 7. Válvula de retención. 8. Cono difusor concéntrico. 9. Tubería de impulsión.

Tuberías auxiliares

Los orificios de purga y drenaje se canalizarán por medio de tuberías a un sumidero apropiado.

5.2. MANTENIMIENTO

El mantenimiento y la frecuencia de las revisiones dependerá de las horas de funcionamiento de la bomba, de la severidad de las condiciones de servicio y de los materiales utilizados en su construcción.

Seguidamente informaremos de una manera general del mantenimiento de las bombas, debiendo seguir, como es natural, los consejos del fabricante, y para prevenir posibles averías se realizarán observaciones diarias en la bomba, estando el operador siempre alerta para localizar las irregularidades en el funcionamiento de las bombas.

Será necesario observar la pequeña fuga de líquido a través de la empaquetadura (si va con prensa-estopa o empaquetadura) pues ella es necesaria para que se verifique el cierre hidráulico, impidiendo la toma de aire, actuando al propio tiempo como líquido refrigerante de la empaquetadura y eje, evitando su desgaste. Una fuga excesiva nos indicará desgaste y debe repararse.

El motor y la bomba han de girar sin trepidaciones, saltos y ruido extraños.

Es necesario que los rodamientos estén en todo momento convenientemente lubricados con aceite o grasa de calidad, según convenga.

Comprobar con asiduidad que el consumo de corriente del motor a la presión de trabajo de la bomba no excede de los valores señalados en la placa.

El cierre mecánico o retén automático no precisa atención alguna, pero jamás debe trabajar en seco ni con aguas sucias, arenosas o sólidos en suspensión, pues se rayaría sufriendo un desgaste prematuro y consiguiente fuga de agua.

Si una bomba está haciendo un servicio de reserva o si no se utiliza durante largos períodos de tiempos, habrá que girar las partes móviles varias veces a la semana para que las distintas partes no se agarroten.

5.3. LOCALIZACIÓN DE LAS ANOMALÍAS

Entendiendo que es sumamente interesante el conocimiento de las posibles anomalías que puede sufrir una bomba y sus presumibles causas, para una mejor conservación y funcionamiento de la misma, se incluyen dos tablas: una, la tabla 5.1, en la cual se extractan, para una visión rápida, los síntomas de funcionamiento anormal y sus motivos; y, en la segunda, tabla 5.2, un poco más extensa en su contenido, las causas probables en que pueden basarse y cómo corregirlas.

Tabla 5.1. ANOMALÍAS Y POSIBLES CAUSAS

Falta de caudal

- a) La bomba no está cebada.
- b) La velocidad es insuficiente.
- c) La altura de descarga es demasiado alta (mayor que aquella para la que fue seleccionada la bomba).
- d) La altura de aspiración es demasiado alta (NPSH insuficiente).
- e) Los conductos del impulsor están parcialmente obstruidos.
- f) El sentido de rotación no es correcto.

El caudal es insuficiente

- a) Entra aire en la tubería de aspiración.
- b) La velocidad es demasiado baja.
- c) La altura total es mayor que aquella para la que fue seleccionada la bomba.
- d) La altura de aspiración es demasiado alta (NPSH insuficiente).
- e) Los conductos del impulsor están parcialmente obstruidos.
- f) Hay defectos mecánicos como:
 - Impulsor dañado.
 - Aros rozantes desgastados.
- g) La válvula de pie o la tubería de aspiración no están suficientemente sumergidas.

La presión de descarga es insuficiente

- a) La velocidad es demasiado baja.
- b) Hay aire en el líquido.
- c) Hay defectos mecánicos como:
 - El impulsor está dañado.
 - Los aros rozantes están desgastados.
- d) Sentido de rotación incorrecto.
- e) Viscosidad del líquido superior a la inicialmente prevista.

La bomba sobrecarga el motor

- a) Velocidad demasiado alta.

- b) El líquido bombeado tiene un peso específico o una viscosidad distinta a aquella para la que fue seleccionada la bomba.
- c) Hay defectos mecánicos (partes del móvil rozan con otras fijas, rodamientos averiados, eje deformado, mala alineación, etc.).
- d) El prensaestopas está muy apretado causando una pérdida excesiva por fricción en la caja de empaquetadura.
- e) Sentido de rotación incorrecto.

La bomba se desceba después de puesta en marcha

- a) Fugas en la línea de aspiración (entra aire).
- b) La altura de aspiración es demasiado grande.
- c) Aire o gases en el líquido.
- d) El sellado no funciona bien (obstrucción o entrada de aire).
- e) Entrada de aire por la junta del cuerpo.
- f) Bolsa de aire en la tubería de aspiración.
- g) La válvula de pie o la tubería de aspiración no están suficientemente sumergidas.

La bomba vibra

- a) No está bien alineada.
- b) La cimentación no es suficientemente rígida.
- c) El impulsor está parcialmente obstruido, lo que produce un desequilibrio.
- d) Hay defectos mecánicos:
 - El eje está curvado.
 - Los elementos giratorios se agarrotan.
 - Los rodamientos están desgastados.
- e) Hay aire o vapor en el líquido.
- f) El NPSH es insuficiente.

Tabla 5.2. LOCALIZACIÓN DE AVERÍAS

Anomalía	Causas	Corrección
La bomba no sube el caudal solicitado a determinada altura.	a) Altura manométrica total excesiva.	Revisar y comprobar las alturas geométricas, recorridos reales de tuberías, curvas y demás pormenores de la instalación y consultar para determinar si es necesario montar un rodete de diámetro mayor o una bomba más grande. En caso de accionamiento por correas aumentar la velocidad de giro, si es posible.
	b) Dirección de giro cambiado.	Intercambiar dos de los tres hilos o fases de alimentación al motor. Si la bomba ya ha funcionado con la dirección de giro cambiada, se observará el asiento correcto de la tuerca del rodete y se apretará si fuese preciso. Si la bomba se acciona por correas y por problemas de espacio o colocación no se puede modificar la instalación para que gire en sentido correcto, consultar, pues se fabrican algunas bombas en dos sentidos de giro.
	c) Órganos interiores de la bomba obstruidos.	Soltar la bomba y limpiar el rodete y demás lugares donde hay suciedad o sólidos. Comprobar el grado de suciedad del agua y la altura del fondo a la válvula de pie. Colocar alrededor de la válvula de pie una red metálica de malla fina.
	d) Desgaste en las piezas interiores de la bomba.	Soltar la bomba y controlar el ajuste de las piezas sometidas a desgaste y recambiar, si cabe, las piezas dañadas.
	e) Válvula de compuerta poco abierta u otros accesorios obstruidos.	Abrir lo suficiente la válvula de compuerta y limpiar los accesorios obstruidos. Si se trata de bomba que recibe agua en carga, la válvula de compuerta de aspiración debe estar totalmente abierta.
	f) Número de revoluciones demasiado bajas.	En motores eléctricos asíncronos, la velocidad es uniforme, pero si el accionamiento es por correas, puede girar a menos vueltas la bomba porque resbalan las correas y es preciso tensar las mismas, pero acaso deberá emplearse otra polea. Cuando el accionamiento es mediante motor de combustión, se puede regular la velocidad de la bomba dentro de ciertos límites por medio del acelerador.
	g) Coge aire de la tubería de aspiración o tiene fugas de agua en la impulsión.	Comprobar minuciosamente la perfecta estanqueidad de mangueras y tuberías en sus uniones con bomba y accesorios.

Tabla 5.2. LOCALIZACIÓN DE AVERÍAS. (Continuación).

Anomalia	Causas	Corrección
La bomba pierde líquido por el eje	a) El cierre mecánico está deteriorado o rayado.	Soltar y comprobar su estado, repasar, si cabe, las caras de cierre del retén y tope o sustituir todo el retén para más garantía. Vigilar el grado de suciedad del líquido, pues las aguas sucias, arenosas y con partículas en suspensión rayan y gastan con cierta facilidad las caras de cierre. Jamás hacer girar la bomba sin líquido.
	b) La estopada está gastada.	En casos de bomba con prensaestopas, el eje siempre debe gotear algo, pero si el curso de la tuerca de apriete ha finalizado y pierde mucho líquido, soltar y reemplazar la estopada cuidando el estado en que se halla el casquillo protector de eje.
Sobrecarga de la máquina de accionamiento.	La bomba está trabajando con altura manométrica a presión inferior a la solicitada.	Cerrar la válvula de compuerta de la tubería de impulsión en la medida que sea necesario para conseguir que la presión en la boca de impulsión de la bomba sea igual al valor que se indicaba en el pedido. Si la sobrecarga no desaparece hay que rebajar el diámetro del rodete después de consultar.
El grupo electrobomba no gira o lo hace con dificultad.	a) No llega fuerza eléctrica al motor.	Comprobar el estado de la línea eléctrica. Reemplazar si hay fusibles quemados. Presionar el botón de rearme por si está desconectado el relé térmico del guardamotor.
	b) Motor eléctrico quemado.	Rebobinar en un taller competente o reemplazar el motor. Comprobar, para que no vuelva a quemarse, que tiene instalado el adecuado guardamotor protector con relé térmico regulado al consumo en amperios que señala la placa del motor.
	c) Roce o adherencia en órganos interiores de la bomba.	Soltar y eliminar las anomalías existentes que se habrán producido por circunstancias del transporte.

Tabla 5.2. LOCALIZACIÓN DE AVERÍAS. (Continuación).

Anomalia	Causas	Corrección
La bomba no aspira o lo hace con dificultad	a) Altura manométrica de aspiración excesiva.	Bajar la bomba a un nivel más cercano al líquido, teniendo presente que la altura máxima de aspiración de las bombas de superficie es de 6-7 m.c.d.a., influyendo en el poder de absorción la temperatura del agua bombeada y la altitud sobre el nivel del mar.
	b) Formación de bolsas de aire en la tubería.	Asegurarse de que los tramos de tubería horizontal mantienen siempre una línea ascendente hacia la bomba. Si por circunstancias del terreno ello no es posible, prever válvulas purgadoras de aire en los puntos donde pueda estancarse el aire, llenando bien la bomba y tuberías de agua.
	c) Coge aire de las uniones de tubería y bomba.	Vigilar cuidadosamente y hacer de nuevo todas las uniones de tuberías y bomba aplicando cinta de teflón para mantener una perfecta estanqueidad. Si la tubería o manguera es vieja, sustituirla.
	d) Toma de aspiración y válvulas obstruidas o cerradas.	Comprobar que la válvula de compuerta está abierta. Soltar la cebolleta o válvula de pie y limpiar si está cegada u obstruida. Vigilar que dicha válvula se encuentra a suficiente distancia del fondo para que no aspire materias y suciedades.
	e) Se desceba la bomba.	Soltar y comprobar si la válvula de pie cierra bien y no deja escapar agua. Montar siempre válvulas de pie con garantía de cierre perfecto.
	f) Bombea agua caliente.	Repasar las tablas y prever la merma de aspiración que sufre la bomba con agua caliente y si la temperatura así lo exige, alimentar la bomba con carga positiva necesaria.
La bomba da una presión excesiva.	El número de revoluciones es demasiado alto.	Comprobar con exactitud la velocidad de giro. Si no se puede reducir, es preciso rebajar el diámetro del rodete. Consultar al fabricante.

Tabla 5.2. LOCALIZACIÓN DE AVERÍAS. (Continuación).

Anomalía	Causas	Corrección
Los rodamientos se calientan excesivamente	a) El grupo está mal alineado.	Comprobar la alineación en el acoplamiento.
	b) No se ha tenido en cuenta la distancia indicada para la separación de los dos manguones de acoplamiento y el motor empuja.	Corregir la distancia de separación en el acoplamiento, según se dice en el apartado correspondiente.
	c) La tubería produce tensiones.	Comprobar el montaje de tuberías y hacer las conexiones evitando produzca tensiones sobre la bomba. Corregir la alineación del grupo, soltar y volver a atornillar la bancada.
	d) Poco aceite o aceite malo.	Corregir el nivel de aceite. En caso necesario, cambiar de aceite.

6

Aparatos para el control de bombas centrífugas

Las instalaciones de bombeo modernas y bien diseñadas incluyen gran cantidad de instrumentación para controlar los diferentes parámetros de funcionamiento (capacidad, presión, potencia, velocidad de giro y temperatura). En la mayoría de los casos, la información medida se lee directamente en el punto de medición. No obstante, con un equipo apropiado también puede transmitirse la información a una sala central de control donde pueden leerse los datos o archivarse.

El equipo de medida que se va a detallar se emplea frecuentemente para controlar el funcionamiento de instalaciones de bombas centrífugas.

6.1. MEDIDA DE LA PRESIÓN

Para presiones bajas (hasta 3 bar como máximo), y preferiblemente para vacíos, se utilizan *manómetros en U* o *manómetros tipo vell* (manómetro líquido de un ramal).

Para medir la altura de la bomba y para controlar la presión del aceite y el agua de refrigeración en el funcionamiento de bombas de gran tamaño se utilizan *manómetros tipo Bourdon*.

Para medidas exactas se utilizan manómetros de precisión de clase 0,6; con esta

clase de instrumentos, la inestabilidad en la medida no puede exceder del $\pm 0,6 \%$ a fondo de escala.

Para controles normales se utilizan usualmente manómetros industriales.

6.2. MEDIDA DEL CAUDAL

Los utensilios usados con más frecuencia para medir el caudal en instalaciones de bombeo son los diafragmas calibrados, toberas y toberas Venturi.

El *diafragma calibrado* es un disco plano con una abertura concéntrica y un filo en la parte que se pone frente al flujo. Con las *toberas* corrientes se rodea la entrada y se extiende en dirección al flujo. La *tobera Venturi* es similar a la tobera en lo que se refiere a la entrada, mientras que a la salida tiene forma de difusor para reducir la caída permanente de presión.

Otros medidores pueden ser los de tipo turbina y los que llevan dispositivos de medida magnéto-inductivos que son válidos para la medición eléctrica del caudal, con la facilidad de indicación y totalización.

Para controlar caudales pequeños, se utilizan usualmente *medidores de flotador*. Este tipo de medidores de caudal tienen un flotador en el interior de un tubo de medida cónico montado verticalmente.

Hay otro tipo de medidores que pueden integrarse con sintonizadores eléctricos y sistemas de control.

6.3. MEDIDA DE LA POTENCIA

Para medir la potencia de las bombas centrífugas se pueden utilizar dos métodos, los cuales no son muy precisos o tienen sus desventajas:

- Método directo.
- Método indirecto.

El *método directo* consiste en acoplar un tubo de torsión (dinamómetro de torsión) entre la bomba y el accionamiento, de esta forma puede medirse directamente la potencia absorbida mediante la velocidad de giro y el par de torsión.

El inconveniente de este procedimiento es su alta tecnificación y su alto nivel de averías.

El *método indirecto* presupone que la potencia absorbida por el accionamiento se mide y la potencia absorbida por la bomba centrífuga se halla teniendo en cuenta el rendimiento del motor de accionamiento. Este método se usa sobre todo para motores eléctricos.

En los motores de corriente continua es suficiente medir la intensidad y la tensión, calculándose la potencia con estos valores. En los motores trifásicos se miden con vatímetros las cargas parciales de dos de las tres fases, obteniéndose la potencia total de la suma de estos dos componentes. En los casos de los paneles de control, las dos cargas parciales se totalizan automáticamente usando vatímetros con dispositivos múltiples de medida, obteniendo, de esta manera, la potencia total en una sola medida.

6.4. MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO

Existe en el mercado diferentes métodos para medir la velocidad de giro, pudiendo citarse los:

— *Tacómetros manuales* que se colocan en el taladro del extremo libre del eje de la máquina.

— *Transmisores inductivos o de impulsos ópticos* en los que la señal de medida es indicada mediante un contador electrónico.

— *Instrumentos eléctricos de medición de la velocidad*, basados en un generador de corriente continua cuya tensión varía linealmente con la velocidad de giro.

— *Medidores del deslizamiento*, que indican el deslizamiento entre la velocidad de sincronismo y la velocidad real que es una función de la carga de los motores asíncronos.

6.5. MEDIDA DE LA TEMPERATURA

Citaremos los más importantes métodos para medir la temperatura en las instalaciones de bombeo de bombas centrífugas:

— *Termómetros de líquidos* que se basan en la dilatación de líquidos y tienen una amplia gama de aplicaciones.

— *Termómetros de resistencia*, fundados en el hecho que la resistencia eléctrica de los metales comunes aumenta al aumentar la temperatura.

— *Termómetros de contacto* se basa en que se si cogemos dos conductores diferentes y la conexión se realiza mediante soldadura, y ponemos la soldadura a temperatura diferentes se produce una fuerza electromotriz que se puede medir, voltaje que puede ser utilizado para medir temperaturas.

6.6. OTROS EQUIPOS DE MEDIDA

En las grandes instalaciones de bombas centrífugas se puede aplicar, en casos especiales, equipos para medir el empuje, la vibración, la tolerancia de los rodamientos, etc. Estos equipos por su complejidad suelen estar adaptados a las necesidades específicas de cada instalación.

Rasgos constructivos

La inmensa mayoría de las bombas centrífugas monocelulares horizontales de aspiración axial e impulsión radial, están realizadas basándose en la norma DIN 24255, con contrabridas roscadas con dimensiones según DIN 2533 o 2501 para conectar a bridas comerciales PN 16 o PN 10, aunque algunos fabricantes también construyen bombas en una serie de tamaños complementarios fuera de norma.

Los materiales son muy variados destacando la fundición laminar gris y con el eje en acero. También se fabrica en otros materiales como bronce, acero inoxidable, fundición nodular y acero al carbono.

Por lo general, las bombas son proyectadas de forma que pueda verificarse todo el complejo rotativo sin necesidad de desmontar el cuerpo de la bomba de la instalación. Es decir, su forma constructiva permite desmontar las partes giratorias manteniendo el cuerpo de bomba fijo a las tuberías de aspiración e impulsión, conservando la alineación inicial mediante el empleo del acoplamiento con espaciador llamado también distanciador.

Soltando el espaciador o distanciador, como se puede contemplar en la figura 7.1, se desmonta el conjunto formado por el soporte, tapa e impulsor, quedando el cuerpo de bomba y el motor siempre fijos a la bancada. Las tuberías de aspiración e impulsión permanecen embridadas, resultando especialmente útil cuando se trata de una instalación fija con varias bombas.

En ejecución estándar llevan conexiones auxiliares de venteo, drenaje, circulación de cierre, manómetro y manovacuómetro. Todas ellas taladradas y obturadas con los correspondientes tapones, como se muestra en la figura 7.2

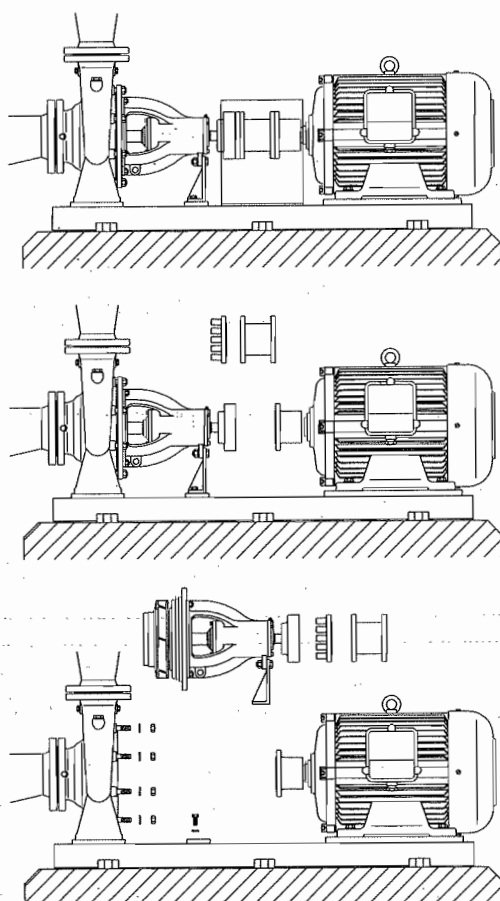


Fig. 7.1. *Acoplamiento con espaciador.*

Las bombas se suministran indistintamente con cierre mecánico normalizados según DIN 24960 dependiendo del fluido bombeado el material de las caras de roce y juntas, o de empaquetadura de trenzas.

Igualmente se pueden intercambiar piezas, en razón a su normalización, entre los diferentes tamaños de bombas, lo que permite disminuir las existencias en el almacén de repuestos asegurando así el mantenimiento de muchos modelos diferentes de bombas.

Y, por último, la lubricación de los rodamientos puede ser indistintamente por aceite o por grasa, incorporando engrasadores si la lubricación es por grasa.

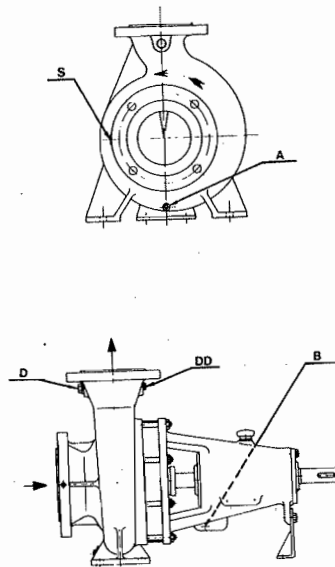


Fig. 7.2. Conexiones auxiliares.

A. Drenaje cuerpo. B. Recogida goteo. D. Conexión manómetro. DD. Conexión de refrigeración. S. Conexión de vacío.

Aunque las dimensiones de los orificios de aspiración e impulsión los determina la norma DIN 24255, como ya hemos dicho, se recomiendan tuberías más amplias, dando, a título informativo la tabla 7.1 sobre dimensiones de las bridas y en la figura 7.3 un esquema de las mismas.

Tabla 7.1. DIMENSIÓN DE LAS BRIDAS

Paso nominal	Medidas de las bridas (m.m.)							Tornillo
	D	b	d ₁	f	N ₀	d ₂	k	
32	140	18	78	2	4	18	100	M16
40	150	18	88	3	4	18	110	M16
50	165	20	102	3	4	18	125	M16
65	185	20	122	3	4	18	145	M16
80	200	22	138	3	8	18	160	M16
100	220	24	158	3	8	18	180	M16
125	250	26	188	3	8	18	210	M16
150	285	26	212	3	8	22	240	M20
200	340	32	268	3	12	22	295	M20

Dimensiones de acuerdo con: ISO 2084 - 16 bar, BS 4504 y DIN 2501 PN 16

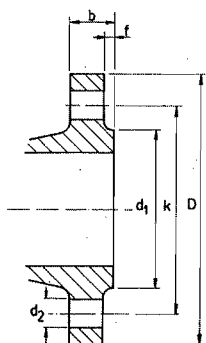


Fig. 7.3. Esquema.

Hoja de datos

Al fabricante le interesa conocer una serie de datos para ofrecer la bomba que mejor se acople a las necesidades del proyecto, siendo la relación adjunta una guía para establecer una hoja de datos de petición de oferta para una bomba.

Condiciones operativas

Caudal (m^3/s o l/h)

Altura total manométrica (m.c.l.)

Altura sobre el nivel del mar

Poder de aspiración (m.c.a)

NPSH disponible (m.c.a)

Croquis de la instalación

Fluido a bombear

Características del líquido. De no ser agua, añadir:

Temperatura

Viscosidad

Densidad

Peso específico (kg/dm^3)

Altura de aspiración (m.c.l)

Tensión de vapor (kg/cm^3)

Motor eléctrico

Tipo de tensión (bifásica o trifásica)

Tensión de alimentación (V)

Frecuencia de alimentación (Hz)

Acoplamiento previsto

De igual modo se deberán definir, si fuera necesario, datos adicionales sobre el acondicionamiento u otros requisitos constructivos de la bomba. Finalmente, reclamar el tipo de prueba de fábrica y especificaciones de la bomba.

En la tabla 7.2 se muestra la altitud de los diversos observatorios en metros sobre el nivel medio del mar en Alicante y, en la primera columna, el número de orden y nombre de la estación de observación. Son datos del Servicio Meteorológico Nacional.

7.1. NORMATIVA EUROPEA

El 14 de junio de 89 fue aprobada una reglamentación comunitaria (Directiva 89/392/CEE) sobre seguridad en las máquinas. Esta reglamentación ha tenido un período transitorio de adaptación entrando en vigor plenamente el día 1 de enero de 1995, y se refiere a todas las máquinas (en este caso, a grupos electrobombas, motobombas y accionados por turbina) aunque sólo será aplicado a las máquinas suministradas dentro de algún país de la UE (Unión Europea).

En síntesis, esta reglamentación especifica que:

- Deben llevar una marca CE grabada y fijada al cuerpo o soporte de bombas o bancada. Puede estar colocada en la propia placa de características.
- Cada máquina debe incluir una Declaración de Conformidad firmada por persona responsable judicialmente, con el número de serie y tipo, con este documento se responsabiliza del cumplimiento íntegro con la directiva CE.
- La máquina debe ser intrínsecamente segura, esto es, la prevención de daños a bienes o personas.
- Con cada máquina irá un manual de instrucciones, claramente estructurado por la Reglamentación y escrito en el idioma del país de destino.
- Y cada máquina o familia de máquinas debe tener preparado un dossier de seguridad.

Tabla 7.2. ALTITUD DE LAS DIFERENTES CIUDADES.

ESTACIONES	Altitud	ESTACIONES	Altitud
1. La Coruña	58	35. Logroño	353
2. Lugo	424	36. Pamplona	466
3. Finisterre	146	37. Huesca/M	541
4. Santiago C. (A)	377	38. Zaragoza	273
5. Pontevedra	45	39. Teruel	915
6. Vigo	246	40. Lérida	203
7. Orense	147	41. Montseny	1.708
8. Ponferrada	544	42. Gerona	98
9. Gijón	29	43. Barcelona	93
10. Oviedo	165	44. Tarragona	44
11. Santander	66	45. Tortosa	15
12. Bilbao (A)	38	46. Castellón/P.	51
13. San Sebastián/I	259	47. Valencia	13
14. León	926	48. Alicante	81
15. Zamora	669	49. Cabo San Antonio	162
16. Palencia	758	50. Murcia	63
17. Burgos	854	51. San Javier	5
18. Valladolid	728	52. Sevilla	30
19. Soria	1.080	53. Córdoba	91
20. Salamanca	793	54. Jaén	582
21. Ávila	1.128	55. Granada (A)	774
22. Segovia	1.001	56. Huelva	18
23. Navacerrada	1.894	57. Jerez de la Frontera	27
24. Madrid/Barajas	605	58. Cádiz/S. F.	29
25. Madrid	667	59. Tarifa	46
26. Guadalajara	799	60. Málaga	11
27. Toledo	553	61. Almería	6
28. Cuenca	957	62. Palma de Mallorca	4
29. Molina de Aragón	1.056	63. Mahón (A)	59
30. Ciudad Real	628	64. Ibiza	7
31. Albacete (A)	697	65. Izaña	2.369
32. Cáceres	460	66. Sta. Cruz de Tenerife	36
33. Badajoz	185	67. Las Palmas	14
34. Vitoria	526	68. Arrecife	20

8

Banco de ensayo de bombas hidráulicas

Es natural que el fabricante de bombas ensaye el comportamiento de las bombas antes de su entrega en un banco de ensayo que en la actualidad se hace a través de ordenador. Vamos a resumir brevemente los aspectos más importantes tomando como ejemplo un banco de ensayo de la firma Isot.

Por principio, el objetivo del banco, según su operatividad, es servir como:

- Test de bombas según:
 - Medida de indicadores.
 - Medidas a través de ordenador.
- Estudios transitorios.

centrándose en el funcionamiento bajo control de ordenador.

El sistema está constituido por:

- Pupitres de mesa de tres cuerpos.
- Un microordenador.
- Una impresora.
- Un plotter (compartido con el banco de máquinas).
- Diversos chasis con acondicionamiento electrónico.
- Captadores.

- Sistema de adquisición de datos.
- Indicadores digitales.
- Material diverso.

Por otro lado, según el tipo de medidas, se pueden hacer tres grupos:

- Medidas hidráulicas (presión, presión diferencial)
- Medidas eléctricas (V.I. fase, frecuencia y frecuencia rotórica).
- Medidas ambientales (temperaturas y humedad).

El control del sistema se realiza por el microordenador, el sistema de adquisición de datos es prolongación del ordenador mediante una extensión del bus vía paralelo.

Los equipos van montados sobre un pupitre de formato europeo de tres cuerpos de 19" sin ningún condicionante para su ubicación, salvo las limitaciones del cableado con los captadores de medida, y el de visualización directa de los indicadores por parte del operador, ya que el microordenador y su teclado se aposentan sobre un mostrador. El pupitre se alimenta con dos tomas de la red de 220 V a 50 Hz.

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Tres principios básicos rigen el sistema:

Indicadores: Permite que el operador utilice el sistema en la forma antigua, pero utilizando los nuevos indicadores digitales, para la lectura de las medidas.

Transitorios: Estudio de transitorios, utilizando un *software* especial. Pensando especialmente para hacer mediciones de tensión e intensidad en ensayos de arranque, en espacios de tiempo muy cortos y lecturas a gran velocidad.

Banco automático: Desarrollo de ensayos haciendo uso de las ventajas que un microordenador proporciona en la supervisión y control del sistema.

El banco funciona bajo control del operador a través de una serie de «menús», desde el ordenador.

El desarrollo de los ensayos consiste en registrar y almacenar puntos de trabajo concretos, determinados generalmente por el operador.

Para determinar las entradas, cálculos y la vigilancia (alarmas) a intervenir en el

ensayo, éste dispone de una serie de fichas (cabecera, configuración entradas, configuración alarmas) que lo guían y son susceptibles de manejo por el usuario, a través de un sistema de introducción y almacenamiento de datos.

Finalmente, es posible obtener resultados del ensayo en pantalla, impresora o plotter. Además de una salida a impresora especial o de protocolo, que recoge datos referentes a varios tipos de ensayos.

9

Ejemplos de instalaciones

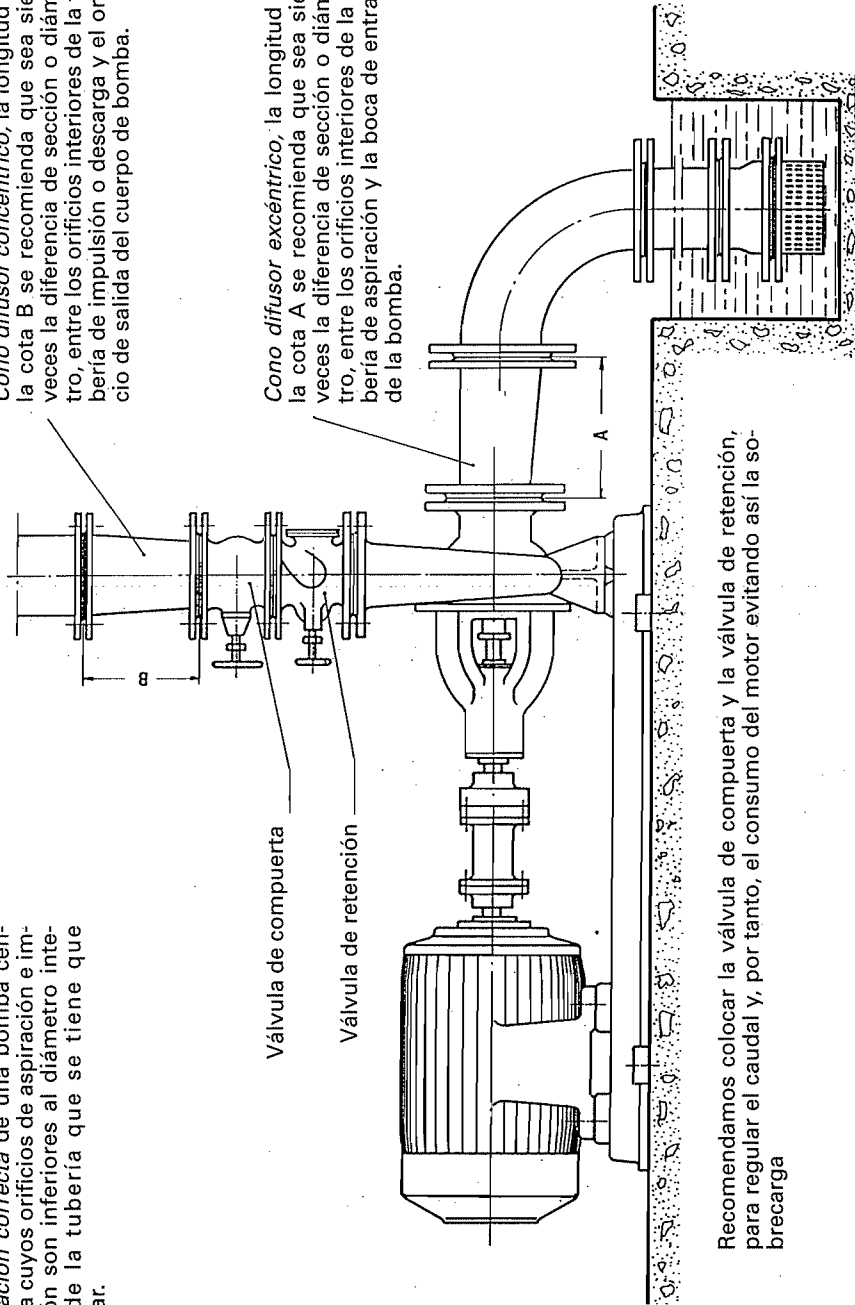
Para orientación del lector, se incluyen a título informativo las siguientes instalaciones facilitadas gentilmente por Bombas Itur (Manufacturas Aranzabal, S.A.), delegación en Aragón, y que corresponden a las figuras que se citan a continuación.

- 9.1. Montaje bomba centrífuga.
- 9.2. Montaje bomba centrífuga con tubería de impulsión.
- 9.3. Instalación de dos bombas centrífugas en paralelo en caseta.
- 9.4. Grupo de bombas con calderín.
- 9.5. Conjunto de bombas.

Cono difusor concéntrico, la longitud de la cota B se recomienda que sea siete veces la diferencia de sección o diámetro, entre los orificios interiores de la tubería de impulsión o descarga y el orificio de salida del cuerpo de bomba.

Cono difusor excéntrico, la longitud de la cota A se recomienda que sea siete veces la diferencia de sección o diámetro, entre los orificios interiores de la tubería de aspiración y la boca de entrada de la bomba.

instalación correcta de una bomba centrífuga cuyos orificios de aspiración e impulsión son inferiores al diámetro interior de la tubería que se tiene que colocar.



Recomendamos colocar la válvula de compuerta y la válvula de retención, para regular el caudal y, por tanto, el consumo del motor evitando así la sobrecarga

Fig. 9.1. Montaje bomba centrífuga.

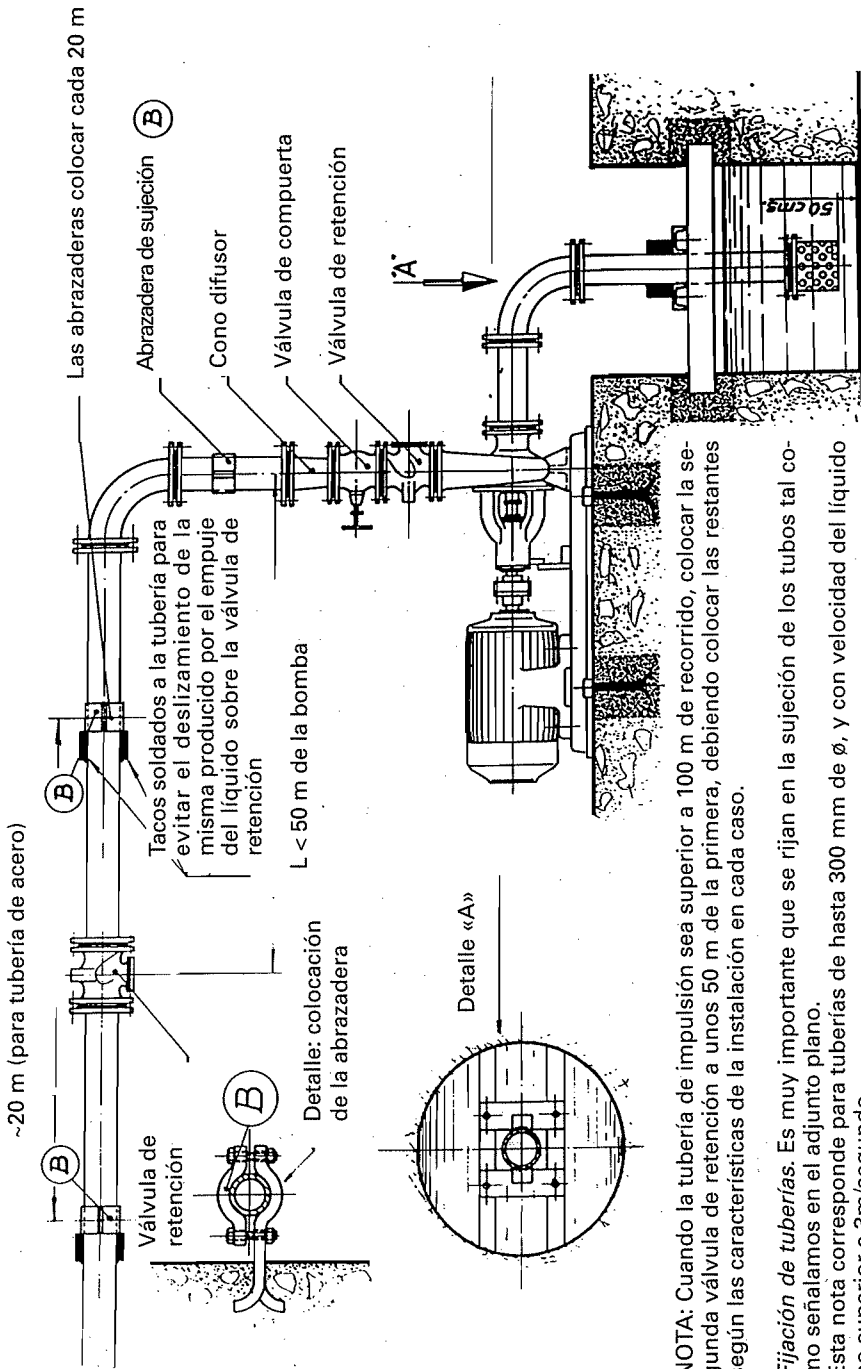


Fig. 9.2. Montaje bomba centrífuga con tubería de impulsión.

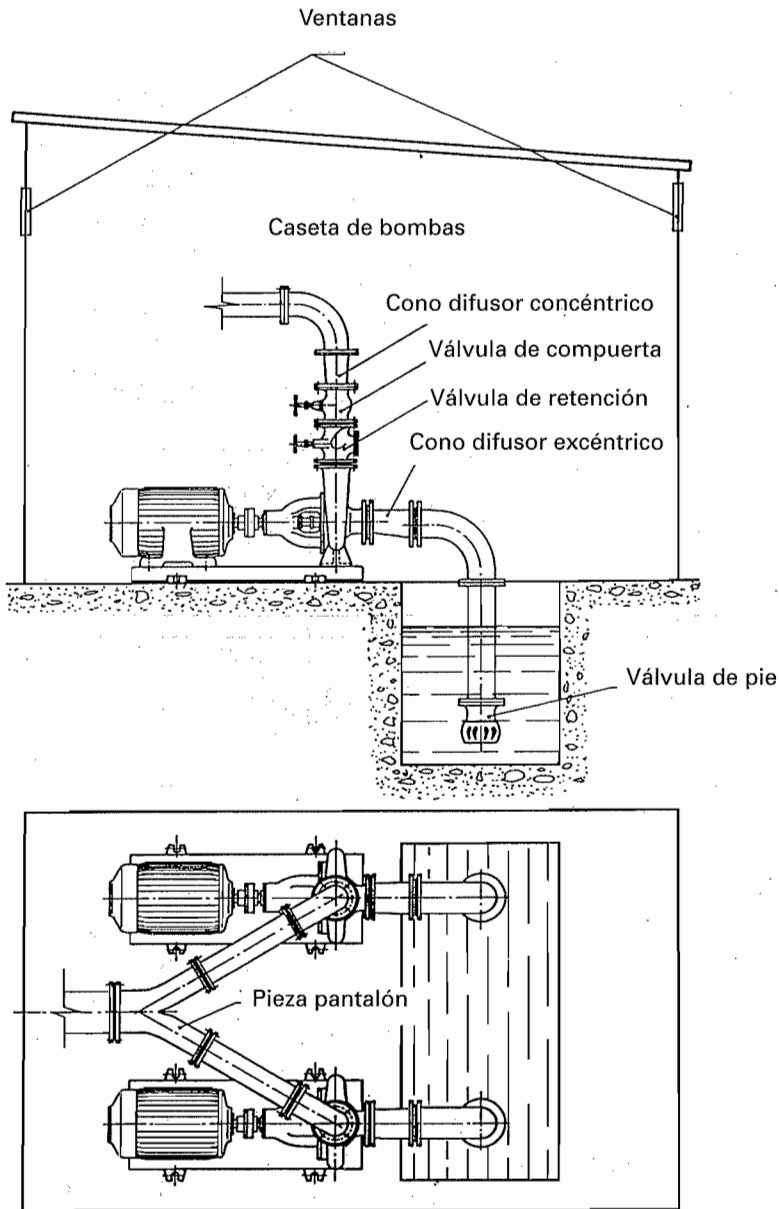


Fig. 9.3. *Instalación de dos bombas centrífugas en paralelo en caseta.*

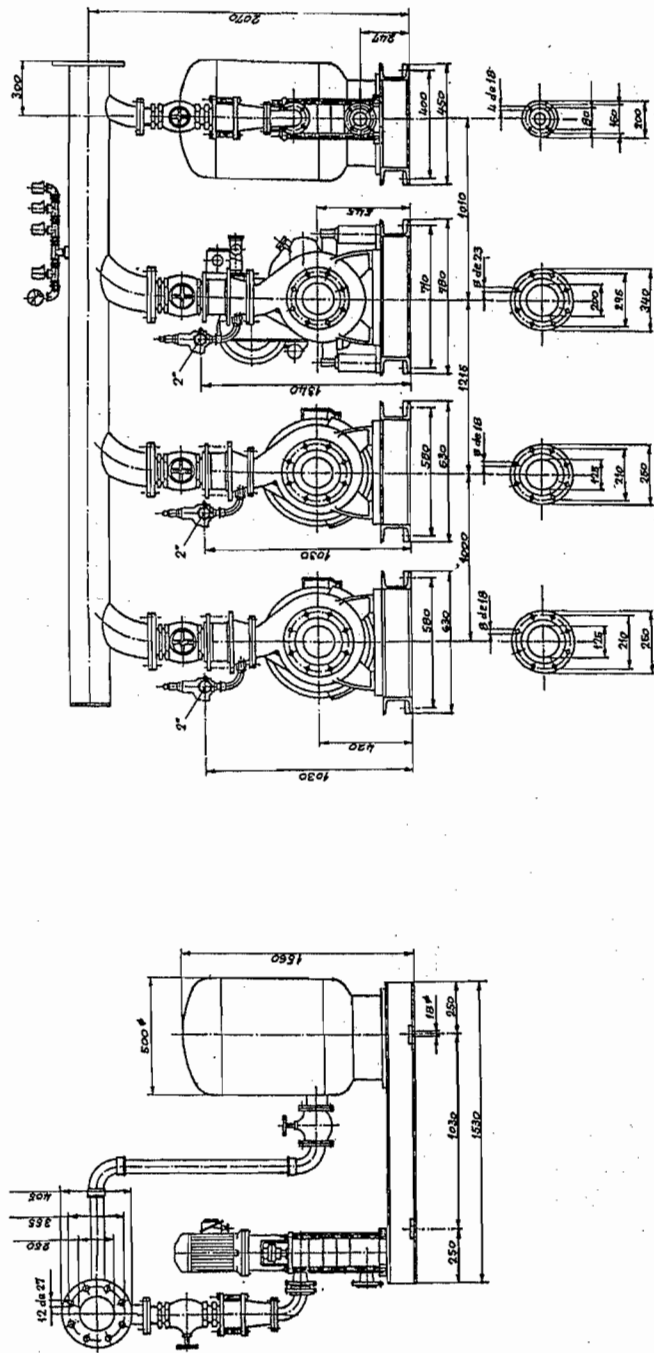


Fig. 9.4. Grupos de bombas con calderín.

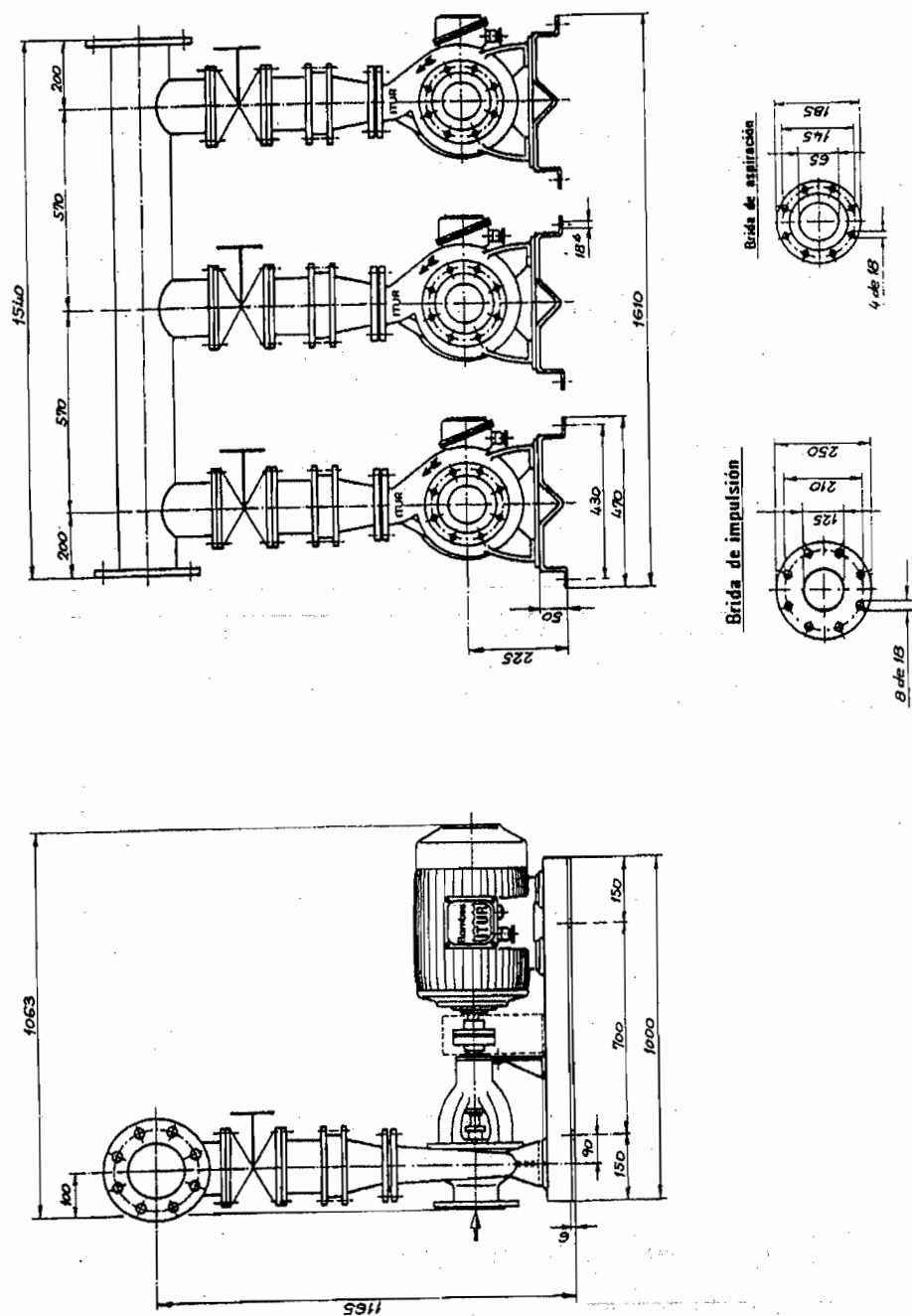


Fig. 9.5. *Conjunto de bombas.*

RELACIÓN DE FABRICANTES

Bombas Itur (Manufacturas Aranzabal, S.A.)	Zarauz (Guipúzcoa)
Bombas Grundfos España, S.A.	Cornellá (Barcelona)
Ercole Marelli, S.A.	Illescas (Toledo)
Sihi M.I.B.S.A.	Pozuelo de Alarcón (Madrid)
Bombas Zeda, S.A.	Bilbao
Bombas Azcue, S.A.	Cestona (Guipuzcoa)
Bombas Espa	Barcelona

Otras obras afines

publicadas por



Agua caliente y aparatos sanitarios.

Carnicer y Mainar.

Aire acondicionado.

Carnicer Royo.

Aire comprimido. Teoría y cálculo de las instalaciones.

Carnicer Royo.

Calefacción. Cálculo y diseño de las instalaciones.

Carnicer Royo.

Calefacción eléctrica

Iberdrola.

Climatización. Instalaciones termofrigroríficas.

F. Godoy Arrebola.

Instalaciones hidrosanitarias. Fontanería y Saneamientos.

Carnicer y Mainar.

Refrigeración industrial.

Jean-Georges Conan.

Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. 4 tomos.

Whitman y Johnson.

Ventilación industrial. Cálculo y aplicaciones.

Carnicer Royo.

BOMBAS CENTRÍFUGAS

Esta obra suministra la información precisa con la que el técnico debe estar familiarizado, incluyendo una introducción al **análisis de las bombas**, los **tipos**, características de **funcionamiento y accionamiento** de las mismas, así como su mantenimiento e instalación para mejorar la rentabilidad de los equipos:

- * Bombas, Tuberías, Motores
- * Aparatos para el control de bombas centrífugas
- * Banco de ensayo de bombas hidráulicas
- * Ejemplos de instalación

Todo ello con una exposición clara basada en *ejemplos de cálculo y dibujos de montaje*, de forma que resultará fácil de entender por cualquier persona interesada en la elevación o impulsión de líquidos por medio de bombas hidráulicas.

